

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

CITLIVOSTNÍ ANALÝZA OTEPLENÍ SPOJKY VOZIDLA

Sensitivity Analysis of Vehicle Clutch Warming

Student:

Bc. Radek Chmelař

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Chmelař**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: Citlivostní analýza oteplení spojky vozidla
Sensitivity Analysis of Vehicle Clutch Warming

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Výběr vozidla a návrh výpočtu
4. Analýza vlivu parametrů spojky na oteplení
5. Zhodnocení a doporučení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Hati dne: 14.5.2014


.....
podpis studenta

Poděkování

Velice rád bych poděkoval Ing. Michalu Richtáři za odbornou pomoc a vedení při psaní diplomové práce.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).

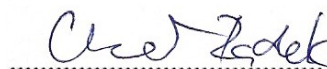
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Hatí dne: 14.5.2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Radek Chmelař

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hat', Na Chromině 118, 747 16

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Chmelař, R. *Citlivostní analýza oteplení spojky vozidla. Diplomová práce.* VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014. Vedoucí diplomové práce: Ing. Richtář, M..

Tato diplomová práce se zabývá problémem oteplení spojky během rozjezdu vozidla. V úvodu je popsána konstrukce a funkce spojky. Rozjezdovým diagramem je popsána doba prokluzu.

V praktické části je proveden kontrolní výpočet, který ověřuje správnost návrhu spojky pro vybrané vozidlo. Je provedena analýza vlivu parametrů spojky na oteplení.

Klíčová slova: spojka, oteplení, přítláčná síla, točivý moment, doba prokluzu

ANOTATION OF MASTER THESIS

Bc. Chmelař, R. *Sensitivity Analysis of Vehicle Clumtch Warming, Master thesis.* VŠB – Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, The Institute of Transportation, 2014. Supervisor: Ing. Richtář, M..

This thesis deals with the problem of warming the clutch when starting the vehicle. The introduction describes the structure and function of clutch. Traction diagram describes the time slip.

In the practical part of the calculation is carried out inspection, which verifies the capability of clutch for the selected vehicle. The analysis of the influence of the clutch on warming.

Keywords: clutch, warming, contact force, torque, time slip

Obsah:

Seznam použitých značek	8
1. Úvod	9
2. Teoretický rozbor	10
2.1 Činnost spojky při rozjezdu	10
2.2 Oteplení spojky	11
2.3 Třecí spojky	12
2.3.1 Kotoučová třecí spojka s talířovou pružinou	12
2.3.2 Charakteristika přitlačných pružin	13
2.3.3 Dvouhmotový setrvačnick	13
2.3.3.1 Konstrukce dvouhmotového setrvačnicku	14
2.3.4 Štít spojky	14
2.3.5 Přitlačný kotouč	15
2.3.6 Třecí kotouče	16
2.3.7 Spojkové obložení	16
2.3.8 Torzní tlumiče	18
3. Výběr vozidla a návrh výpočtu	19
3.1 Výběr vozidla	19
3.2 Určení základních rozměrů spojky	21
3.3 Určení velikosti spojkového momentu	21
3.4 Stanovení součinitele tření	22
3.5 Výpočet přitlačných sil	23
3.6 Výpočet oteplení spojky	27
3.7 Výpočet měrné práce	27
3.8 Kontrola spojky na oteplení	29
4. Analýza vlivu parametrů spojky na oteplení	31
4.1 Vliv doby prokluzu	31
4.2 Vliv součinitele tření	32
4.3 Vliv rozjezdu do stoupání a hmotnosti vozidla	34
4.4 Vliv průměru spojky	36
4.5 Vliv převodového poměru	40
4.6 Vliv přitlačné síly	41
4.7 Vliv točivého momentu na oteplení spojky	42
5. Zhodnocení a doporučení	44
5.1 Doba prokluzu	44
5.2 Součinitel tření	45
5.3 Stoupání a hmotnost vozidla	45
5.4 Průměr spojky	45
5.5 Převodový poměr	46
5.6 Přitlačná síla	46
5.7 Točivý moment	46
5.8 Doporučení	46
6. Závěr	48

Seznam použitých značek:

Značka	Název	Rozměr
\bar{a}	měrná práce	[J/cm ²]
A_M	odevzdaná práce	[J]
A_p	prokluzová práce	[J]
A_a	práce pro zrychlení	[J]
d	vnitřní průměr	[m]
D	vnější průměr	[m]
D_s	střední průměr	[m]
c	měrné teplo	[J]
f	součinitel valení	[-]
i_c	celkový převodový poměr	[-]
i_I	převodový poměr prvního rychlostního stupně	[-]
i_O	převodový poměr stálého převodu	[-]
k	počet třecích ploch	[ks]
F	síla	[N]
F_p	přítlačná síla	[N]
m	hmotnost	[kg]
M^M	spojkový moment	[Nm]
M_t	moment motoru	[Nm]
M_t^M	maximální moment motoru	[Nm]
n	otáčky	[s ⁻¹]
n_{max}	maximální otáčky	[s ⁻¹]
p	měrný tlak	[Pa]
p_{DOV}	dovolený tlak	[Pa]
Q	teplo	[J]
r_k	poloměr kola	[m]
R_1	vnější poloměr	[m]
R_2	vnitřní poloměr	[m]
S	třecí plocha	[m ²]
α	úhel stoupání	[°]
β	bezpečnost	[-]
γ	součinitel určující část při prokluzu	[-]
μ	součinitel tření	[-]
μ_t	teoretický součinitel	[-]
Δt	oteplení	[°C]

1. Úvod

Spojka jakožto součást každého vozidla je také namáhána. Její namáhání projevující se oteplením, je hlavním kritériem pro její správnou funkci. Jak již zní z názvu práce, zaměřím se na parametry, které ovlivňují funkci spojky.

V druhé kapitole se věnuji popisu jednotlivých částí spojky, aby i neznalý člověk tušil, o co se v práci jedná a na co je každá část spojky potřebná. Činnost spojky při rozjezdu vozidla bude popsána rozjezdovým diagramem. Přiblížím vznik oteplení.

Následně bude popsáno vybrané vozidlo a určeny nezbytné parametry pro výpočet, za jejichž pomoc provedu kontrolní výpočet. Na základě výsledků těchto výpočtů provedu změny vstupních parametrů a provedu přepočet, který ukáže, jak se mění oteplení pro jiná vstupní data. Pro tyto parametry budou zpracovány v závislosti vedoucí k určení, jak jednotlivé parametry ovlivňují funkci, a který z nich má největší vliv na oteplení spojky.

V závěru budou zhodnoceny provedené výpočty a budou navrženy možné změny, které umožní zvýšit výkon, respektive točivý moment motoru, aniž by se musely měnit části spojky. Budou uvedeny i možné případy, kterých je třeba se vyvarovat, aby nedošlo k poškození spojky, či celého pohonu vozidla.

2. Teoretický rozbor problému

Spojka, jakožto součást každého automobilu, je převodné ústrojí sloužící ke krátkodobému přerušování točivého momentu. Skládá se ze dvou základních částí - část hnací a část hnaná, které jsou spolu silově spojeny. Tato silová vazba přenáší točivý moment.

Spojky dělíme podle druhu silového spojení hnací a hnané části na [1]:

- a) Třecí -pružinové -kuželové
-kotoučové
-lamelové

-odstředivé

- b) Elektromagnetické

- c) Kapalinové

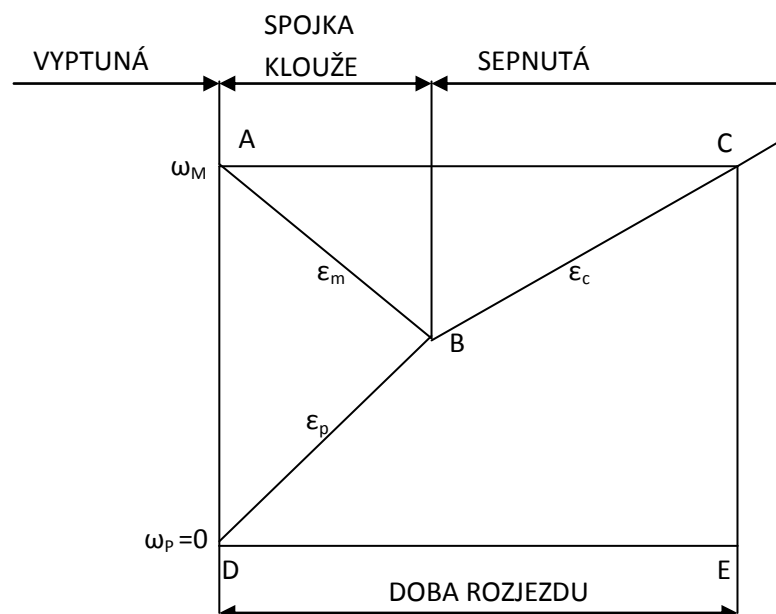
Dnes se všeobecně u osobních automobilů používají třecí, pružinové, jednokoutočové spojky. U nákladních vozidel, kdy je přenášený točivý moment velký se používají dvou, tří i vícekotoučové spojky.

2.1 Činnost spojky při rozjezdu vozidla

Spojka přenáší točivý moment na další části pohonu vozidla. Při rozjezdu vozidla jsou otáčky na hnací a hnané hřídeli různé, (otáčky na hnacím konci se rovnají otáčkám motoru, otáčky na hnaném konci jsou nulové – vozidlo stojí). Při vypnutí spojky dojde ke krátkodobému přerušování točivého momentu a je nám umožněno řazení rychlostních stupňů. Celý pohon vozidla je v tuto chvíli vyřazen mimo provoz. Pozvolným zapojováním spojky dochází k prokluzu, plynulému záběru a tedy i plynulému rozjíždění vozidla.

Činnost spojky při rozjezdu lze popsat pomocí obrázku. Motor se točí otáčkami n_m , jímž odpovídá úhlová rychlost ω_m . Kola převodovky stojí, jejich otáčky n_p , respektive úhlová rychlost ω_p je nulová. V bodě A začneme zapínat spojku, která uvádí vozidlo do pohybu. Moment jejího odporu je zpočátku větší než moment motoru. Spojka začne prokluzovat, otáčky motoru klesají a otáčky převodovky se začínají zvyšovat. Vozidlo zrychluje se stálým zrychlením ε_v a jeho motor se zpomaluje stálým zpožděním ε_m . V bodě B se vyrovnají otáčky motoru a otáčky převodových kol, tedy $\omega_m = \omega_p$. Točivý moment se vyrovná a spojka přestane prokluzovat. Celé vozidlo včetně rotujících hmot motoru začne zrychlovat se stálým zrychlením ε_c , motor dosáhne původních otáček a úhlové rychlosti ω_m

v bodě C. Otáčky motoru se pak dále zvyšují a vozidlo zrychluje. Vzdálenost bodů D a E pak udává dobu potřebnou k rozjetí vozidla.

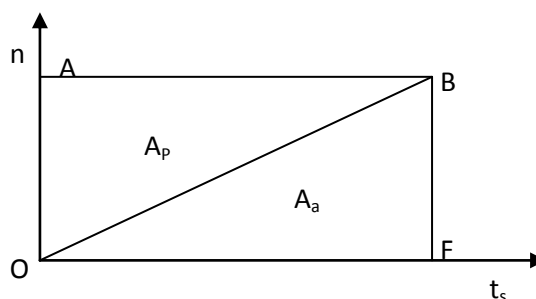


Obr. 2.1 Činnost spojky při rozjezdu vozidla

2.2 Oteplení spojky

Zahřívání spojky vzniká při prokluzu hnací a hnané části. Ohřev spojky vychází z práce odvedené na třecím obložení. Práce je tedy úměrná velikosti třecích ploch. Tímto je zároveň dáno i namáhání a opotřebení třecích ploch.

Ve zjednodušeném digramu na obr. 2.2 je popsána práce při rozjezdu. Práce odevzdaná motorem (A_M) je rovna součtu práce potřebné pro prokluz (A_P) a práce potřebné pro zrychlení (A_a). Plochou trojúhelníka OBA je dána práce potřebná na prokluz. Práce potřebná na zrychlení vozidla je dána plochou trojúhelníka OFB. Práce motoru potřebná k rozjetí vozidla je tedy dána plochou obdélníka OFBA. Platí rovnice $A_M = A_P + A_a$



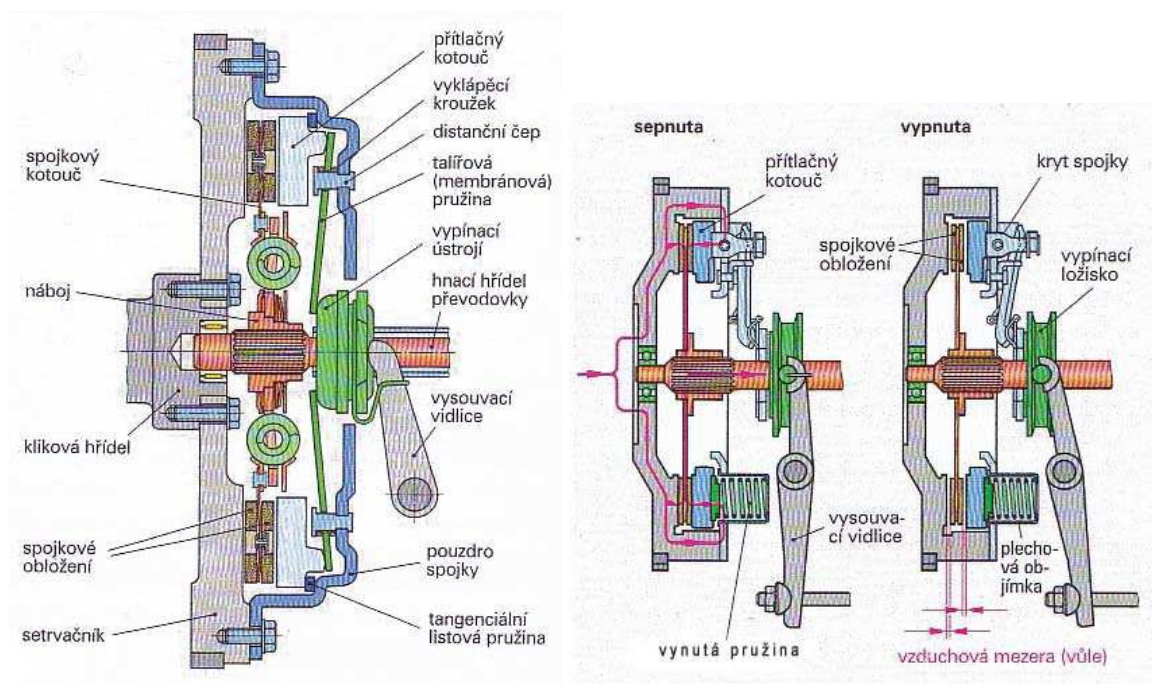
Obr. 2.2 Zjednodušený diagram činnosti spojky

2.3 Třecí spojky

U třecích spojek se přenos točivého momentu uskutečňuje třením mezi hnací a hnanou částí. Toto tření je vyvoláváno přitlačnou silou, která vzniká od přitlačných pružin. Vypínání spojky se provádí oddálením těchto dvou částí. Nejčastěji bývá mechanické, kapalinové, vzduchové, elektrické, ovládané nohou či rukou ale může být ovládané i samočinně.

2.3.1 Kotoučová třecí spojka s talířovou pružinou

Přitlačná síla je vyvolávána jedinou talířovou pružinou. Její radiální zářezy vycházející ze středu. Tento vějíř jazýčků tvoří současně i vypínací páčky spojky. Tyto spojky bývají zpravidla suché a jsou chlazené vzduchem. Jejich konstrukce je vytvořena jako otevřená a s volným přístupem okolního vzduchu. Je pouze izolována, aby bylo zabráněno vstupu nečistot a tím by došlo k snížení její účinnosti či k úplnému zničení. Tento typ spojky je nejčastěji používán u osobních automobilů jako rozjezdová spojka. Řez klasické jednokotoučové spojky je naznačen na obr. 2.3.



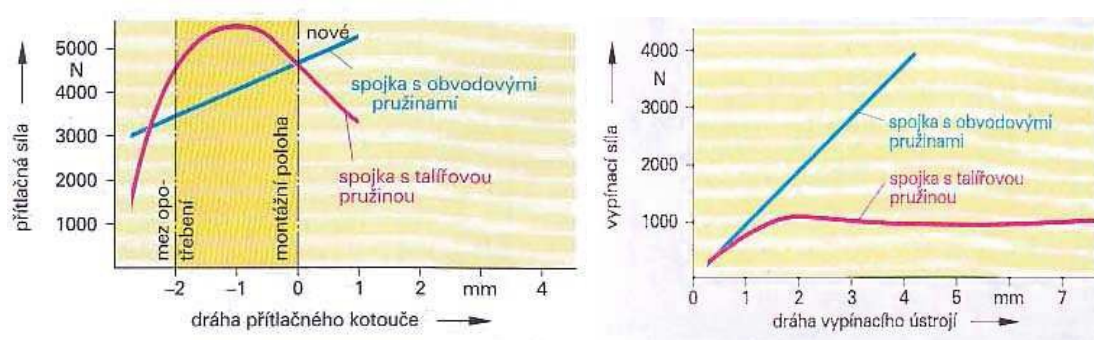
a) Spojka s talířovou pružinou

b) spojka s obvodovými pružinami

Obr. 2.3 Řez kotoučové spojky [4]

2.3.2 Charakteristika přitlačných pružin

Na obr. 2.4 je v diagramu znázorněná charakteristika pružin, která popisuje míru stlačení vůči přitlačné síle u talířové pružiny a u obvodových pružin. U vinuté pružiny se její charakteristika chová lineárně. U talířové pružiny je její charakteristika dána progresivní funkcí. Z diagramu je patrné, že talířová pružina se chová lépe jako zdroj přitlačné síly spojky. Talířová pružina má hlavní výhodu oproti vinuté v tom, že její vypínací síla je menší a při opotřebení obložení spojky přitlačná síla ještě vzroste. Proto se používají v převážné většině u dnešních osobních automobilů. Její nevýhoda je ve složitém a pracném výpočtu a také při výrobě je potřeba poměrně složité technologie.



Obr. 2.4 Porovnání talířové a vinuté pružiny [4]

2.3.3 Dvuhmotový setrvačník

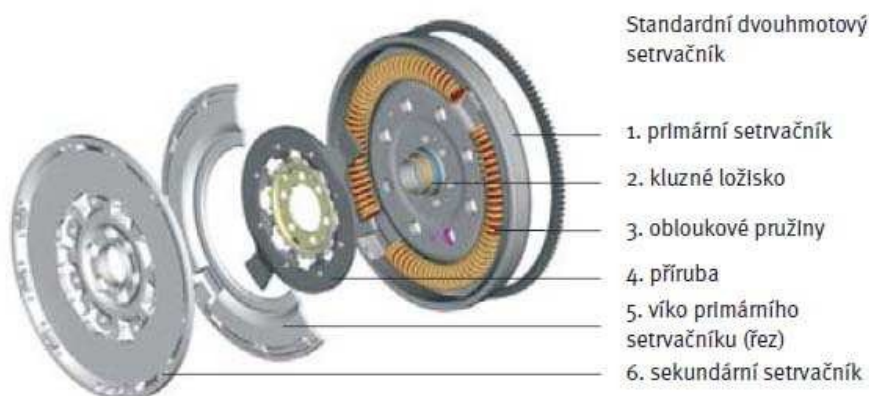
Spalovací motor pracuje v periodických cyklech. Vznikají torzní kmity vlivem kolísání otáček. Toto torzní kmitání je přenášeno na hnací ústrojí a to je příčinou vzniků různých hluků, jako je např. dunění, hlučnost převodovky nebo rezonance karoserie. Může způsobit i pokles výkonu. Příčinou vzniku těchto jevů je zvýšení namáhání součástí. Z důvodů těchto nežádoucích vlivů se používá torzní tlumič kmitů. Tento tlumič je součástí třetího kotouče nebo dvuhmotového setrvačníku.

Čtyřválcové motory jsou charakteristické vyšší nerovnoměrností chodu motoru. Torzní tlumič zamezuje přenosu rezonancí na hnací ústrojí. Při použití jednohmotového setrvačníku se musí použít spojková lamela s torzním tlumičem. U dvuhmotového setrvačníku, který obsahuje torzní tlumič, se používá obyčejná spojková lamela, tedy bez torzních tlumičů. Bylo zjištěno, že při stejných či dokonce menších rozměrech spojky, již nebylo nadále možné pokrýt rostoucí výkon a točivý moment motoru. Podle výrobce spojek LUK je dosaženo až pětinasobné tlumicí kapacity při zachování stejných konstrukčních parametrů tím, že se pružiny umístí dále od středu a zvětší se jejich průměr.

Dvouhmotový setrvačník svým integrovaným pružinovým tlumičem toto kmitání téměř zcela absorbuje.

2.3.3.1 Konstrukce dvouhmotového setrvačníku

Dvouhmotový setrvačník se skládá z primární a sekundární části. Tyto části jsou spojeny radiálním ložiskem nebo kluzným ložiskem a mohou se vůči sobě pootáčet. Točivý moment je přenášen pružinovým tlumičem, který je tvořen obvodovými pružinami. Pružinový tlumič je vložen mezi primární a sekundární části setrvačníku. Primární část je pevně spojena s klikovou hřídelí motoru. Sekundární část tvoří zároveň třecí plochu pro spojkový kotouč. Konstrukce dvouhmotového setrvačníku je na obr. 2.5



Obr. 2.5 Konstrukce dvouhmotového setrvačníku [4]

2.3.4 Štít spojky

V současné době se štít spojky vyrábí jako výtažek hrncovitého tvaru. Jeho středění na setrvačník se provádí pomocí kolíků nebo středícím obvodovým zápichem. Spojení talířové pružiny se štítem se provádí pomocí distančních čepů. Drátěné pojistky slouží jako uložení a jako klopný břit. S ohledem na výrobní náklady se drátěná pojistka také někdy nahrazuje na straně štítu spojky břitem, zalisovaným do štítu spojky nebo funkcí uložení a klopného břitu přejímá upravená hlava distančního čepu. Štít spojky s talířovou pružinou je zobrazen na obr. 2.6.



Obr. 2.6 Štít spojky s talířovou pružinou [5]

2.3.5 Přítlačný kotouč

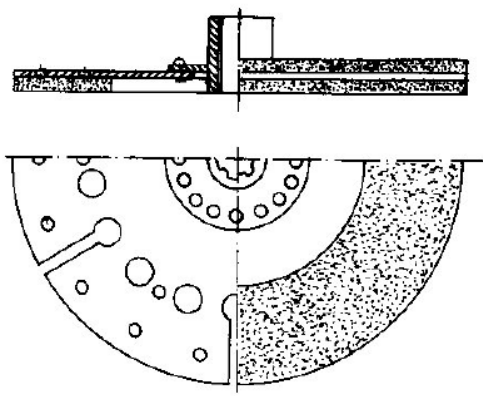
Přítlačný kotouč se vyrábí z materiálu, který dobře absorbuje a odvádí teplo do ovzduší vzniklé třením. Dále nesmí mít příliš velkou specifickou hmotnost. Musí být sladěn s materiálem třecího obložení, aby nedocházelo k vytváření spálených míst a tepelným trhlinám. Těmto požadavkům odpovídá a nejčastěji se také používá legovaná litina. Pro zvláštní případy (jako jsou soutěžní a závodní vozy) se vyrábějí přítlačné kotouče z lehkých kovů, u nichž jsou třecí plochy potaženy ocelí. Přítlačný kotouč namontovaný na štít spojky s talířovou pružinou je zobrazen na obr. 2.7.



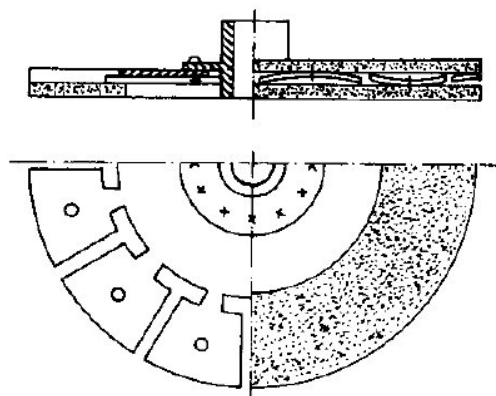
Obr. 2.7 Přítlačný kotouč spojky namontovaný na štít spojky s talířovou pružinou [5]

2.3.6 Třecí kotouče

Třecí kotouče se v současné době vyrábějí v těchto provedeních: tuhý kotouč bez odpružení obložení (obr. 2.8), tuhý kotouč s odpruženým obložением (obr. 2.9), kotouč s tlumičem torzních kmitů bez odpružení obložení (obr. 2.10) a kotouč s tlumičem torzních kmitů s odpruženým obložением (obr. 2.11). Spojky s odpruženým obložением obvykle vykazují měkký záběr při rozjezdu i při řazení rychlostních stupňů a urychlují tzv. „sednutí“ třecích ploch nového třecího kotouče, protože třecí plochy se mohou navzájem přizpůsobovat.



Obr. 2.8 Tuhý kotouč
bez odpružení obložení [1]



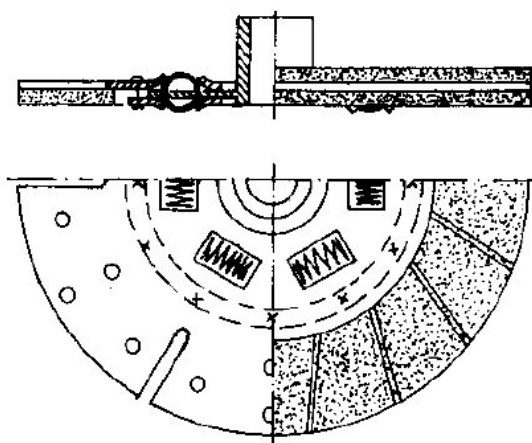
Obr. 2.9 Tuhý kotouč
s odpruženým obložением [1]

V podstatě se používají tři typy odpružení obložení. V nejjednodušším případě se kotouč spojky, který nese třecí obložení, rozdělí na segmenty, které se vyklenou směrem ven a křížně vyhnou. Lepších výsledků se dosáhne, vyrobí-li se jednotlivé segmenty zvlášť a pak se nanýtují na kotouč spojky. Velmi přesné charakteristiky s přesnými drahami pružení se dosáhne snýtováním dvou takovýchto segmentů k sobě. Nýty určují dráhu i předpětí pružin. Vlastní kotouče jsou vyrobeny z ocelového plechu tloušťky 1,2 až 1,75 mm. Kotouč se nesmí v provozu kroutit, a proto musí být dokonale vyžihán a opatřen výřezy. Náboj třecího kotouče se vyrábí z uhlíkových ocelí s vyšším obsahem uhlíku, ale dále se tepelně nezpracovává. Náboj je opatřen drážkováním.

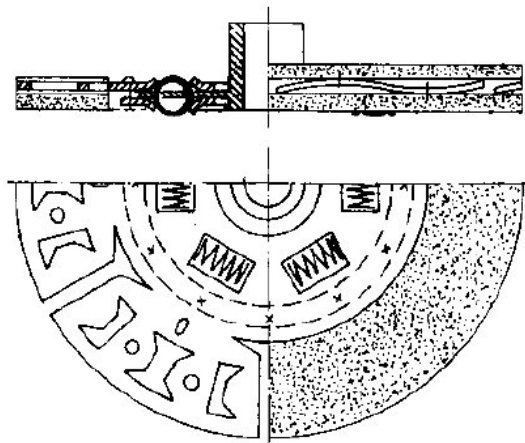
2.3.7 Spojkové obložení

Spojkové obložení je tvarovaná část ze směsi na bázi osinku, plnidel a pojiv nebo se jedná o impregnovanou osinkovou tkaninu, které je přizpůsobená do požadovaného tvaru. Osinková obložení jsou charakterizována: druhem osinku (krátká nebo dlouhá vlákna), příměsky osinku (bavlna, kovové drátky, zinkové nebo mosazné třísky, celulóza nebo

korek), tmelícími prostředky (pryž, lepidla, fenolové pryskyřice), přídatnými látkami (urychlovače, katalyzátory, apod.), lisovacím tlakem a teplotou, při níž se lisování a impregnace děje.



Obr. 2.10 Kotouč s tlumičem torzních kmitů bez odpružení obložení [1]



Obr. 2.11 Kotouč s tlumičem torzních kmitů s odpruženým obložím [1]

Požadavky na obložení: materiály, které mají součinitel tření za sucha menší než 0,2 se nepovažují za třecí materiály, protože by bylo potřeba příliš velké přitlačné síly pro přenášení potřebného výkonu. Při dovolených měrných tlacích by to vedlo ke zvýšení třecích ploch, aby se tlaky udržely v dovolených mezích. Naopak materiály, u kterých je součinitel tření za sucha větší než 0,6 se nedoporučují, jelikož u nich může docházet k zadírání, čemuž je třeba u třecích materiálů zabránit. U třecích materiálů nesmí docházet k náhlému poklesu součinitele tření se změnou teploty, a ani k jeho růstu. Při volbě druhu obložení je vedle ceny také rozhodující odolnost proti opotřebení, záběrové vlastnosti, stálost součinitele tření, odolnost proti roztržení vlivem odstředivých sil, odolnost proti korozi při delším odstavení vozidla a moment setrvačnosti obložení.

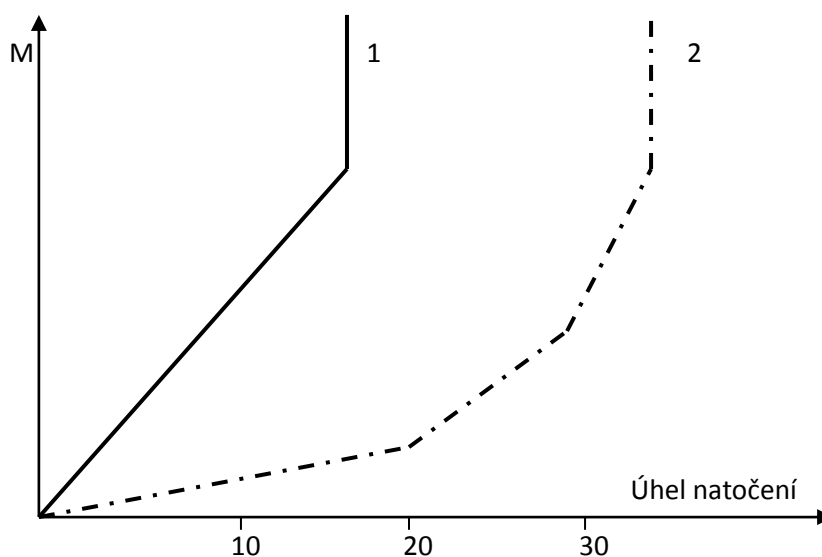
Obložení se vyrábí podle tvaru jako kotoučové, segmentové a kuželové. Fyzikální a mechanické vlastnosti musí vyhovovat zkouškám, které se skládají z: třecí zkoušky (součinitel tření), zkouška opotřebení, zkouška závislosti součinitele tření na teplotě (obr. 3.3), teplotní odolnost, pevnost ve stříhu za studena, tvrdost (podle Brinella), nasákavost, teplotní a tepelná vodivost, teplotní roztažnost, odolnost proti vodě a oleji, pevnost ve stříhu za tepla a pevnost v ohybu rázem.

Rozměry obložení jsou normalizovány (ČSN 30 3110, 30 3111) pro vnější průměry od 150 do 420 mm a tloušťky od 2,5 do 8 mm [1].

Kovokeramické obložení se používají pro velmi těžký provoz, zejména pro těžké nákladní automobily. Toto obložení má velkou tepelnou odolnost, odolnost proti opotřebení a stálost součinitele tření. Vykazuje malou únavu při tření a je teplovzdorné až do 1000°C. Má menší třecí plochy, neboť materiály jsou schopné snést větší měrné tlaky než osinkové obložení a umožňují lepší chlazení spojky. Nevýhodou je tvrdší záběr spojky, náročnější technologie výroby a s ní spojená vyšší cena.

2.3.8 Torzní tlumiče

Torzní tlumiče třecích kotoučů zabraňují přenášení torzních kmitů motoru do převodného ústrojí a tím snižují jeho hlučnost. Běžně se používají torzní tlumiče pružinové, kombinované s třecími. V poslední době se objevují zejména tlumiče s progresivní charakteristikou. Funkce tlumiče torzních kmitů se stupňovitou charakteristikou spočívá v první fázi v utlumení torzních kmitů vznikajících v režimu volnoběžných otáček motoru. Ve druhé fázi pak již torzní tlumič pracuje se strmou charakteristikou v pracovní oblasti zatížení motoru. Charakteristika torzního tlumiče je dána volbou a uspořádáním pružin (obr. 2.12).



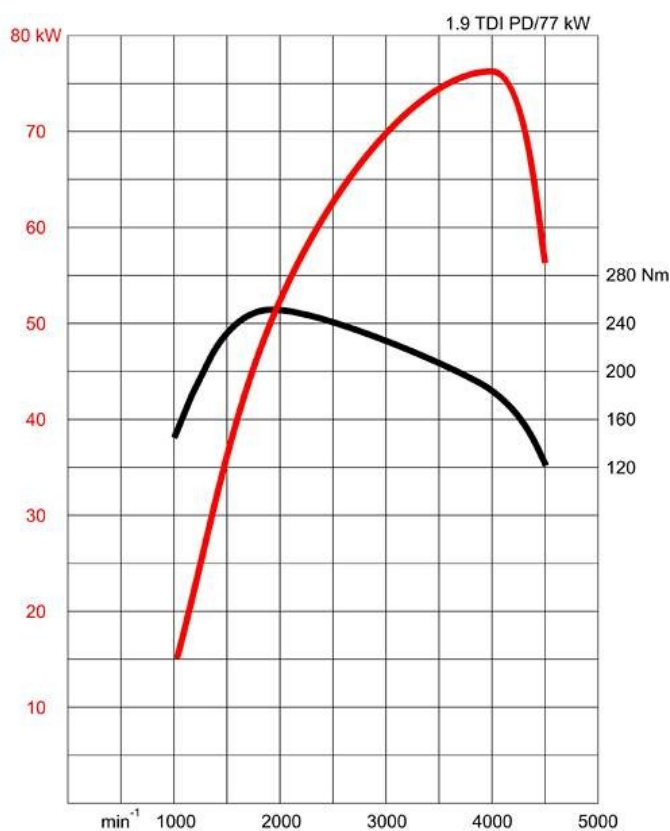
Obr. 2.12 Schéma funkce tlumiče torzních kmitů:

- 1- tlumič s normální charakteristikou
- 2 – tlumič se stupňovitou charakteristikou (3 typy pružin)

3. Výběr vozidla a návrh výpočtu

3.1 Výběr vozidla

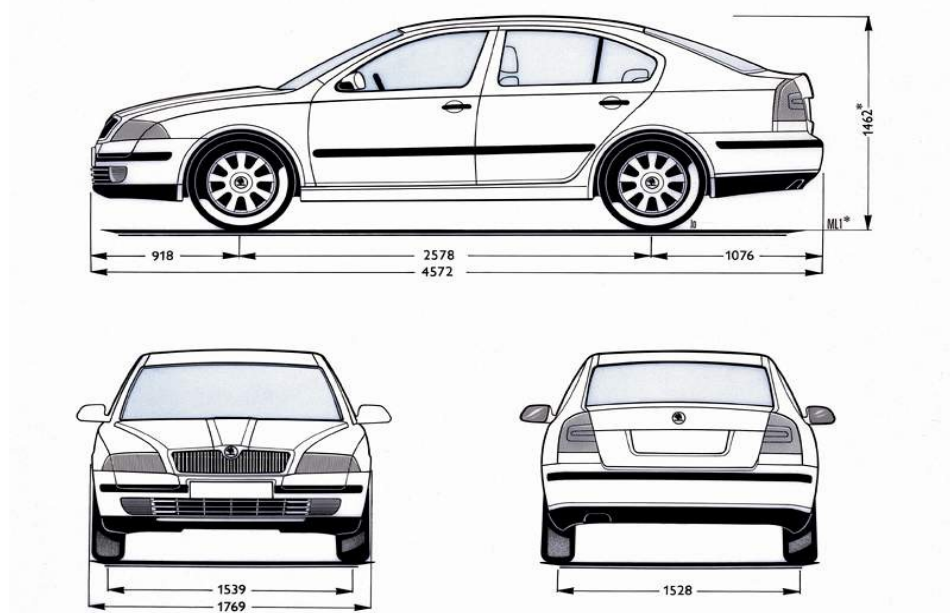
Vybral jsem vozidlo ŠKODA OCTAVIA II s označením 1.9 TDI. Jedná se o osobní automobil se vznětovým přeplňovaným motorem, s nastavitelnou geometrií lopatek turbodmychadla. Motor je řadový čtyřválec chlazený kapalinou a uložený vpředu napříč. Rozvod motoru je typ OHC. Vstřikování paliva je přímé vysokotlaké. Nejvyšší výkon je dosahován při otáčkách 4000 min^{-1} a jeho hodnota je 77 kW. Maximální točivý moment nastává při otáčkách 1900 min^{-1} a dosahuje 250 Nm. Pohotovostní hmotnost vozidla je 1320 kg. Pro přehlednost jsou parametry uvedeny v tab. 1.



Obr. 3.1 Výkonová charakteristika [7]

Tab. 3.1 Základní parametry [7]

Škoda Octavia 1.9 TDI-PD/77 kW	
Druh motoru	Vznětový přeplňovaný, s nastavitelnou geometrií lopatek turbodmychadla, řadový, chlazený kapalinou, přímé vysokotlaké vstřikování paliva, OHC, uložený vpředu napříč
Počet válců	4
Zdvihový objem (cm ³)	1896
Vrtání/zdvih (mm)	79,5 x 95,5
Největší výkon/otáčky (kW/min ⁻¹)	77/4000
Největší točivý moment/otáčky (Nm/min ⁻¹)	250/1900
Plněný emisní předpis	EU 3
Převodové stupně	I-3,78 II-2,06 III-1,35 IV-0,97 V-0,74 Z-3,60
Stálý převod	3,389
Pohotovostní hmotnost (kg)	1320
Celková hmotnost (kg)	1980
Pneumatiky	195/65 R15
Spojka: suchá, hydraulicky ovládaná, jednokotoučová, s talířovou pružinou a bezazbestovým obložením, s dvuhmotovým setrvačником	
Převodovka: mechanická pětistupňová, plně synchronizovaná	



Obr. 3.2 Škoda Octavia II (rozměry) [7]

3.2 Určení základních rozměrů spojky

Rozměry spojkového obložení jsou voleny dle rozměru setrvačníku vybraného vozidla. Setrvačník je originál ŠKODA. Průměr třecí plochy setrvačníku je 235 mm, spojková lamela má vnější průměr 232 mm, vnitřní průměr je 154 mm a tloušťka lamely je 4 mm.

3.3 Určení velikosti spojkového momentu

Velikost spojkového momentu je dána maximálním točivým momentem motoru, který je navíc přepočítán provozním koeficientem, protože musíme brát na zřetel ještě možnost přetížení, krátkodobého vzrůstu přenášeného točivého momentu nebo zhlacení motoru. Musíme také uvažovat akceleraci rotačních součástí, které potřebují rezervu pro bezproblémový přenos točivého momentu. Provozní součinitel závisí na typu poháněcí jednotky a také na druhu pohonu vozidla. V tomto případě je poháněcí jednotkou víceválcový motor, jehož chod probíhá s minimálním kolísáním produkovaného točivého momentu. Proto je provozní součinitel β volen 1,2 [1].

Spojkový moment je počítán podle vztahu:

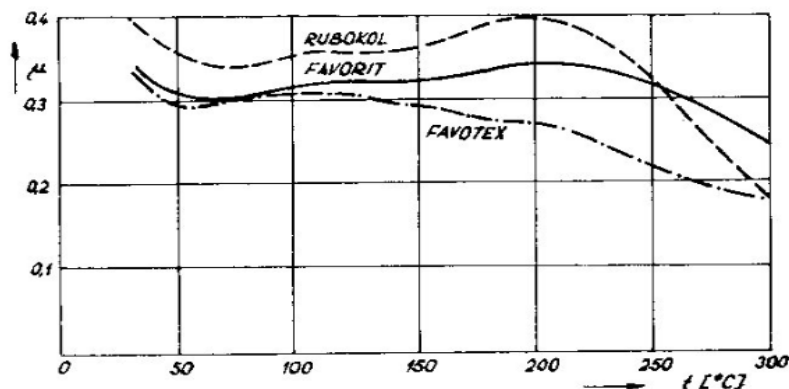
$$M^M = \beta \cdot M_t^M \quad (3.1)$$

$$M^M = 1,2 \cdot 250 = 300 \text{ Nm}$$

Spojkový moment pro výpočet je tedy 300 Nm.

3.4 Stanovení součinitele tření

Hodnoty součinitele tření mohou být různé, jejich velikost je dána dle typu použitých lamel a na materiálu, ze kterého jsou lamely vyrobené. Součinitel tření je také závislý na měrném tlaku, teplotě a velikosti prokluzu. Průběh změny součinitele tření na teplotě je zobrazen na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Závislost součinitele tření na teplotě [1]

Součinitel tření má velký vliv na velikost přenášeného točivého momentu. Právě z přeneseného točivého momentu se počítá přítláčná síla. Proto má součinitel tření velký vliv i na velikost přítláčné síly. Z tohoto důvodu je třeba ho vhodně zvolit.

Hodnota teoretického součinitele tření se pohybuje kolem 0,4. Tuto hodnotu je však třeba korigovat bezpečností. Bezpečnost pro osobní automobily je $\beta = 1,5$ [1].

Součinitel tření je počítán podle vztahu:

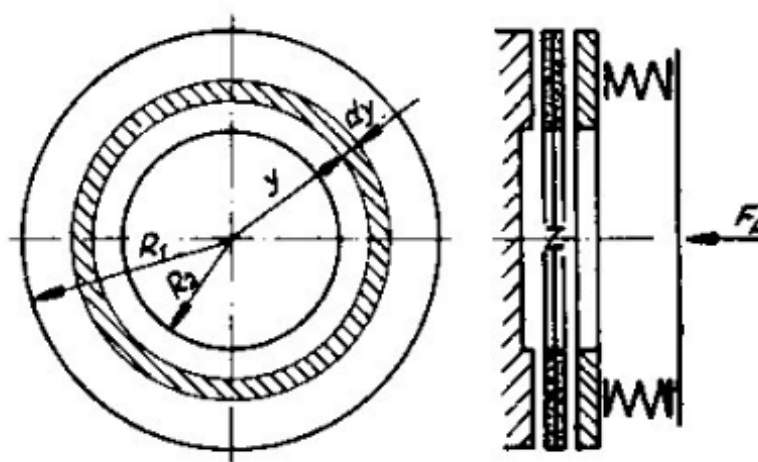
$$\mu = \frac{\mu_t}{\beta} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\mu = \frac{0,4}{1,5} = 0,267$$

3.5 Výpočet přitlačných sil [1]

Při určování základních rozměrů vycházíme z točivého momentu motoru a hledáme hodnotu přitlačné síly, rozměry obložení a počet třecích ploch.

Pro přenášený točivý moment musíme vyvodit přitlačnou sílu, která působí na obložení měrným tlakem p [Pa].



Obr. 3.4 Výpočet spojky [1]

Plocha elementárního mezikruží o šířce dy je pak

$$dS = 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.3)$$

Přítlačná síla působí na tuto plochu

$$dF_p = p \cdot dS = p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.4)$$

Při součiniteli tření mezi plochami μ způsobuje přítlačná síla třecí sílu

$$dF_T = \mu \cdot dF_p = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.5)$$

Třecí síla pak na rameni y určuje elementární přenášený moment

$$dM_t = y \cdot dF_T = y \cdot \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.6)$$

Celkový moment, který je spojka schopna přenášet, dostaneme integrací rovnice (3.6) v mezích R_2 až R_1 pro případ a) nebo b).

a) Tlak ve všech místech obložení je konstantní, to platí pro novou, nezaběhnutou spojku

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2\pi \int_{R_2}^{R_1} y^2 \cdot dy = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \left[\frac{y^3}{3} \right]_{R_2}^{R_1} = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{3} \quad (3.7)$$

A pro k třecích ploch schopných přenášet točivý moment

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot p \cdot \pi \cdot k \cdot (R_1^3 - R_2^3) \quad (3.8)$$

Pro přítláčnou sílu pružin dostaneme integrací rovnice (3.4)

$$F_p = p \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = p \cdot 2\pi \cdot \left[\frac{y^2}{2} \right]_{R_2}^{R_1} = p \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad (3.9)$$

A dosazením do předchozí rovnice (3.8) za p

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)}$$

Dostaneme

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_p \cdot k \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \quad (3.10)$$

Výpočet přítláčné síly nezaběhnuté spojky vychází z rovnice (3.10). Pro výpočet je M_t rovno M^M .

$$F_{PN} = \frac{3 \cdot M^M}{2 \cdot \mu \cdot k} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^3 - R_2^3} \quad (3.11)$$

$$F_{PN} = \frac{3 \cdot 300}{2 \cdot 0,267 \cdot 2} \cdot \frac{0,116^2 - 0,077^2}{0,116^3 - 0,077^3} = 5743,56 \text{ N}$$

- b) zaběhnutou spojku platí, že opotřebení obložení ve směru přítláčné síly je všude stejné, musí tedy platit, že

$$p \cdot v = konst. \quad (3.12)$$

Neboť opotřebení je úměrné tlaku a rychlosti, jakou se po sobě jednotlivé místa smýkají.

Dosazením za $v = y \cdot \omega$ do rovnice (3.12) je $p \cdot (y \cdot \omega) = konst.$ a je-li $\omega = konst.$ musí i

$$p \cdot y = konst. \quad (3.13)$$

V tomto případě je přítláčná síla

$$F_P = p \cdot y \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} dy = p \cdot y \cdot 2\pi \cdot [y]_{R_2}^{R_1} = p \cdot y \cdot 2\pi \cdot (R_1 - R_2) \quad (3.14)$$

Kde $p \cdot y$ je konstanta a proto ji neintegrujeme.

Z rovnice (3.14) vyjádříme $p \cdot y$

$$p \cdot y = \frac{F_P}{2\pi \cdot (R_1 - R_2)} = konst. \quad (3.15)$$

Je to rovnice rovnosé hyperboly, jejíž průběh udává rozložení tlaku p na obložení. Dosazením středního poloměru za y tj.

$$y = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad je \quad p = \frac{F_P}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}$$

Tj. pro tlak na středním poloměru platí stejný výraz jako v rovnici (3.10). Na vnitřním poloměru R_2 je tlak větší, na vnějším poloměru R_1 je tedy menší.

Rovnici pro točivý moment (3.8) lze přepsat do tvaru

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2\pi \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy \quad (3.16)$$

A dosazením za $p \cdot y$ z rovnice (3.15) dostaneme

$$M_t = \mu \cdot \frac{F_P}{2\pi \cdot (R_1 - R_2)} \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = \mu \cdot \frac{F_P}{R_1 - R_2} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} = \mu \cdot F_P \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (3.17)$$

A pro k třecích ploch

$$M_t = \mu \cdot F_P \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \cdot k \quad (3.18)$$

Výpočet přítláčné síly zaběhnuté spojky vychází z rovnice (3.18). Pro výpočet je M_t rovno M^M .

$$F_{PZ} = \frac{2 \cdot M^M}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} \quad (3.19)$$

$$F_{PZ} = \frac{2 \cdot 300}{0,267 \cdot 2 \cdot (0,116 + 0,077)} = 5821,74 \text{ N}$$

Pouze teoretický výpočet pro návrh není dostačující. Je třeba brát zřetel i na zahřívání spojky. Důležité jsou i setrvačné hmoty od hnacích a hnaných částí, počet převodových stupňů a jejich rozsah, dále také otáčky motoru při zapínání spojky. Tyto důležitosti jsou pak zohledňovány součiniteli, jimiž se korigují skuteční součinitelé.

Součinitel tření μ je závislý na materiálu obložení, výrobci a druhu. Mění se i v závislosti na měrném tlaku, teplotě a velikosti prokluzu. Laboratorně zjištěné hodnoty součinitele tření (průměrně $\mu = 0,3$) je třeba korigovat, vlivem uhlazení stykových ploch po záběhu, pronikáním maziva do třecích ploch, či částečným spálením povrchové vrstvy obložení při prokluzu při rozjíždění se snižuje hodnota součinitele tření. Výpočtová hodnota součinitele tření se tedy volí $\mu = 0,24$ a ta se ještě snižuje o bezpečnost, která zahrnuje různé provozní vlivy.

Je důležité zvolit vhodně součinitel tření, neboť spojka má při rozjezdu zajistit měkký záběr a při zatížení nesmí prokluzovat.

Měrný tlak u suchých spojek se volí podle druhu vozidel, v tomto případě se jedná o osobní automobil. Měrný tlak je v rozmezí $p = 200$ až 250 kPa [1].

Dosazením do rovnice $p = \frac{F_P}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)}$ ověříme, zda měrný tlak odpovídá danému rozmezí.

- pro nezaběhnutou spojku:

$$p = \frac{5743,56}{\pi \cdot (0,116^2 - 0,077^2)} = 242890 \text{ Pa} \Rightarrow 242,9 \text{ kPa}$$

- pro zaběhnutou spojku

$$p = \frac{5821,74}{\pi \cdot (0,116^2 - 0,077^2)} = 246196 \text{ Pa} \Rightarrow 246,2 \text{ kPa}$$

Hodnota měrného tlaku je v pořádku, odpovídá rozmezí požadovaného u osobních automobilů.

3.6 Výpočet oteplení spojky [1]

Pro přenesený moment platí stejně jako v předchozí kapitole (rovnice 3.8)

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_P \cdot k \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \text{ [Nm]} \quad (3.20)$$

$$M_t = \beta \cdot M_t^M$$

Kde μ je součinitel tření, který se volí pro předběžný návrh 0,2 až 0,4

β – míra bezpečnosti (od 1,2 u osobních automobilů do 2,0 u těžkých nákladních automobilů)

M_t^M – maximální točivý moment motoru [Nm]

Další postup ve výpočtu zahrnuje ohřev spojky, který je dán prací. Ta je úměrná velikosti třecích ploch a zároveň je jí dáno i namáhání a opotřebení spojky.

3.7 Výpočet měrné práce [1]

Pro zjednodušení je třeba ve výpočtu zavést několik zjednodušujících předpokladů:

- otáčky motoru jsou v průhybu činnosti spojky při rozjezdu konstantní,
- spojka přenáší konstantní moment při rozjezdu, tedy i zrychlení vozidla je v tomto časovém úseku konstantní.

Pro výpočet je nutné znát maximální otáčky motoru, ty činí $n_{max} = 4500 \text{ min}^{-1}$. Pro výpočet se u vznětových motorů počítá s otáčkami $n = 0,75 \cdot n_{max}$.

$$n = 0,75 \cdot 4500 = 3375 \text{ min}^{-1} \Rightarrow 56,25 \text{ s}^{-1}$$

Dále musíme znát celkový převodový poměr, který musí být maximální možný. Tomuto případu odpovídá zařazení I. rychlostního stupně. Stálý převodový poměr je $i_O = 3,389$.

$$i_C = i_I \cdot i_O$$

$$i_C = 3,78 \cdot 3,389 = 12,81$$

Vozidlu je předáván výkon z práce spojky $P = M \cdot n$. Na základě zjednodušeného diagramu činnosti spojky (obr. 2.4) je práce odevzdaná motorem dána plochou OABF.

$$A_M = P \cdot t_P = F \cdot v \cdot t_P = \frac{M_t^M}{R} \cdot 2\pi \cdot R \cdot n \cdot t_P = M_t^M \cdot 2\pi \cdot n \cdot t_P \quad [J] \quad (3.21)$$

Kde n [1/s] – jsou otáčky motoru při rozjezdu a volí se pro vznětové motory $n = 0,75 n_{max}$, kde n_{max} jsou maximální otáčky motoru

t_P [s] – čas prokluzu spojky

Práce motoru při rozjezdu se dělí na práci potřebnou k prokluzu spojky A_P a na práci potřebnou pro zrychlení A_a .

$$A_P = A_a = \frac{A_M}{2} = \pi \cdot M_t^M \cdot n \cdot t_P \quad [J] \quad (3.22)$$

Práce potřebná pro zrychlení vozidla je dána kinetickou a potenciální energií vozidla a prací potřebnou k překonání odporu valení. Vzhledem k mechanické účinnosti ($\eta_m = 0,95$) je práce potřebná pro zrychlení dána vztahem

$$\eta_m \cdot A_a = \frac{1}{2} m \cdot v^2 + m \cdot g \cdot s \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot f \cdot s \cdot \cos \alpha \quad [J] \quad (3.23)$$

Pro dráhu zrychleného pohybu platí

$$s = \frac{1}{2} (v_0 + v) \cdot t \quad [m] \quad (3.24)$$

A pro rozjezd z klidu

$$s = \frac{1}{2} v \cdot t \quad [m] \quad (3.25)$$

S použitím $v_k = \omega_k \cdot r_k$ [m/s] pro rychlost vozidla a $i_c = n/n_k$, kde index k přísluší hnacím kolům vozidla, můžeme psát

$$v_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_k}{i_c} \quad [m/s] \quad (3.26)$$

Dosažením η_m , s , v a A_a z rovnic (3.24, 3.25 a 3.22) do rovnice (3.23) dostaneme čas prokluzu

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n \cdot m}{i_c \left[0,95 \cdot M_t^M \cdot \frac{i_c}{r_k} - m \cdot g (tg \alpha + f \cdot \cos \alpha) \right]} \quad [s] \quad (3.27)$$

$$t_P = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,254 \cdot 56,25 \cdot 1320}{12,81 \cdot \left[0,95 \cdot 250 \cdot \frac{12,81}{0,254} - 1320 \cdot 9,81 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1) \right]} = 0,785 \text{ s}$$

A dosazením za t_p do rovnice (3.18) a po úpravě dostaneme práci potřebnou ke zrychlení

$$A_p = \frac{19,7 \cdot M_t^M \cdot n^2 \cdot r_k^2 \cdot m}{i_c [0,95 \cdot M_t^M \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \quad [J] \quad (3.28)$$

$$A_p = \frac{19,7 \cdot 300 \cdot 56,25^2 \cdot 0,254^2 \cdot 1320}{12,81 \cdot [0,95 \cdot 300 \cdot 12,81 - 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,254 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]} =$$

$$A_p = 34518 J$$

Tato práce odpovídá přibližně ohřevu 105 ml vody z teploty 20°C na teplotu 100°C.

Hledaná měrná práce je potom

$$\bar{a} = \frac{A_p}{S} = \frac{19,7 \cdot M_t^M \cdot n^2 \cdot r_k^2 \cdot m}{S \cdot i_c [0,95 \cdot M_t^M \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k (tg\alpha + f \cdot \cos\alpha)]} \quad \left[\frac{J}{cm^2} \right] \quad (3.29)$$

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot 300 \cdot 56,25^2 \cdot 0,254^2 \cdot 1320}{472,94 \cdot 12,81 \cdot [0,95 \cdot 300 \cdot 12,81 - 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,254 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]} =$$

$$\bar{a} = 72,99 J/cm^2$$

Bude-li hodnota měrné práce \bar{a} nekonečná nebo záporná, respektive velmi malá, nelze vozidlo rozjet. Hodnoty měrné práce se pohybují v intervalu od 10 do 150 J/cm² u běžných osobních automobilů.

Kde S je celková třecí plocha kotouče [cm²]

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot k \quad [cm^2] \quad (3.30)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (23,2^2 - 15,4^2) \cdot 2 = 472,94 cm^2$$

3.8 Kontrola spojky na oteplení [1]

Na práci spojky i na její opotřebení má velký vliv oteplení při prokluzu. Vzhledem k tomu, že třecí obložení má velmi špatnou tepelnou vodivost (součinitel tepelné vodivosti λ při teplotě 20°C je pro čistý asbest 0,15, asbestovou vlnu 0,09, ocel 47, litinu 63, technickou měď 349), můžeme tedy říci, že veškeré teplo, vznikající při tření je pohlcováno třecími součástmi, které nemají třecí obložení (setrvačnický a přítlačný kotouč). Protože doba prokluzu je poměrně malá a přestup tepla do okolí je také malý, musí mít příslušné součásti dostatečnou hmotu k pohlcení tepla, aniž by došlo k většímu ohřátí součástí.

Množství tepla Q [J] je úměrné práci A [J]

$$Q = A_p = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (3.31)$$

Kde : A_p - práce při prokluzu [kJ]

m - hmotnost zahříváných součástí [kg]

c - měrné teplo zahříváných součástí $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

Δt - teplotní přírůstek [$^\circ\text{C}$]

Přírůstek teploty pak určíme z rovnice (3.31)

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_p}{m \cdot c} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.32)$$

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 34,518}{15 \cdot 0,540} = 2,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c - \text{pro litinu} = 0,540 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

γ je součinitel určující část práce při prokluzu, která se spotřebuje na oteplení počítaných součástí. Přibližně lze říci, že se teplo rozkládá rovnoměrně do třecích ploch, čili pro jednokotoučové spojky můžeme volit $\gamma = 0,5$.

Celková hmotnost dvouhmotového setrvačníku je 16,1 kg. Skutečně zahřívána hmotnost je o něco menší, protože setrvačník se skládá ze dvou dílů. Ve výpočtu jsem počítal se zahříváním celkové hmotnosti 15 kg.

Zkušenosti ukázaly, že pokud je oteplení spojky Δt během jednoho sepnutí při rozjezdu menší než 8°C , pak se spojka nebude přehřívat ani při častém vypínání a ani v nejtěžších podmínkách provozu, jako například rozjezd do stoupání. Toto tvrzení je ověřeno zkouškami a uvedeno v [1].

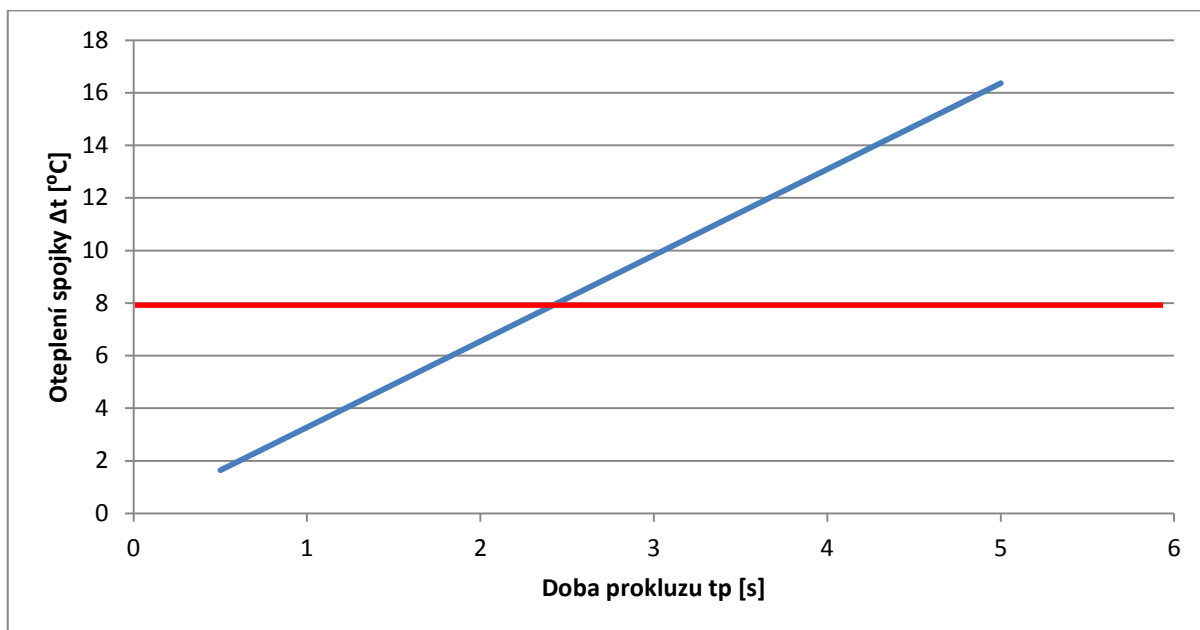
Výpočet prokázal, že sériově montovaná spojka je navržena správně. Oteplení spojky nebude nijak ohrožovat její účinnost ani funkci i při rozjezdu do stoupání. Při maximální přípustné hmotnosti vozidla 1980 kg je oteplení rovno $3,22^\circ\text{C}$, při stejné hmotnosti ale při rozjezdu do stoupání 15% oteplení vzroste na $4,8^\circ\text{C}$. Tedy ani v tomto případě oteplení spojky nepřesáhlo 8°C a spojka vyhovuje.

4. Analýza vlivu parametrů spojky na oteplení

V dnešní počítačové době, kdy automobily jsou prošpikované elektronikou, není problém zvýšit si výkon motoru upravením softwaru elektronické řídicí jednotky. Toto zvýšení výkonu a zároveň i točivého momentu motoru je poměrně levnou finanční záležitostí. Většina lidí, kteří si chtějí takto zvýšit výkon, si ale neuvědomuje, jak tato změna působí na pohonnou jednotku, spojku a celé poháněcí ústrojí.

4.1 Vliv doby prokluzu

Doba prokluzu je hlavním parametrem v zahřívání spojky, pokud se doba prokluzu zvyšuje, dochází k zahřívání spojky. Zkušenosti ukázaly, že pokud je oteplení spojky jednoho sepnutí při rozjezdu vozidla menší než 8°C , pak se spojka nebude přehřívat ani při častém vypínání i v nejtěžších podmínkách provozu. Na obr. 4.1 je zobrazena závislost oteplení spojky na době prokluzu. Z obrázku je patrný rychlý růst oteplení, již při 2,5s dochází k ohřevu na povolenou teplotu.



Obr. 4.1 Závislost oteplení spojky na době prokluzu

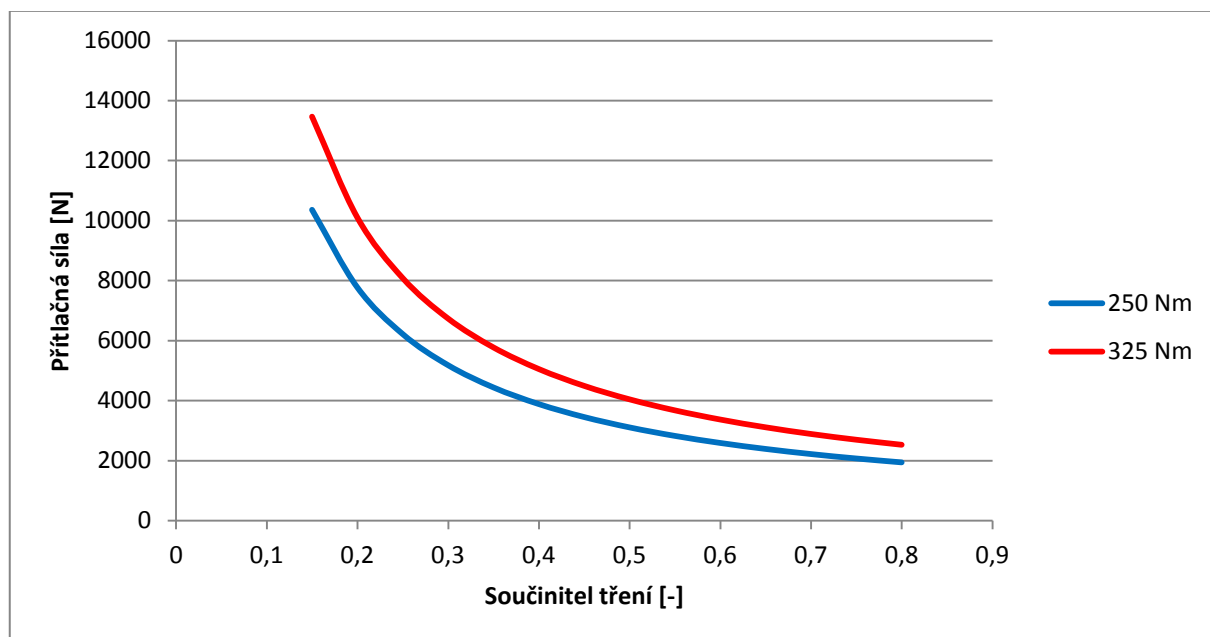
Pro správnou funkci spojky a pro její životnost je důležité dodržovat jisté zásady při rozjezdu. Mezi ně patří zejména doba, po kterou máme spojku vypnutou a na plynulosti jejího zapínání do záběru. Mějme příklad vozidla přijíždějícího ke křižovatce, kde svítí červený signál na světelném signalizačním zařízení. Řidič musí zastavit, musí tedy sešlápnout spojkový pedál a vypnout spojku. V tomto okamžiku by měl zároveň vyřadit rychlostní stupeň a spojku zapnout do záběru na volnoběh. Takto se spojka nejméně

opotřebovává. Spousta řidičů však po zastavení nechává nohu na spojkovém pedálu. Kotoučová lamela je uložena na hřídeli posuvně, vlivem třepetání a vibrační plocha lamely naráží na otáčející se hnací část (dvouhmotový setrvačnick) a tím se opotřebovává. Z rovinné plochy lamely se opotřebením stává mírně kuželová. U takto opotřeбенé spojkové lamely po zapnutí spojky do záběru je třecí plocha menší a zároveň je měrný tlak větší. Spojková lamela tedy dosedá menší třecí plochou a zvyšuje se její opotřeбенí a tím se snižuje její životnost.

Obdobně je tomu u rozjezdu vozidla. Pokud se spojka zapíná do záběru pomalu, dochází k delšímu prokluzu, než je potřeba. V mém případě pokud je doba prokluzu delší než 2,5s dochází k nežádoucímu zahřívání a opotřebování, které snižují životnost celé spojky.

4.2 Vliv součinitele tření

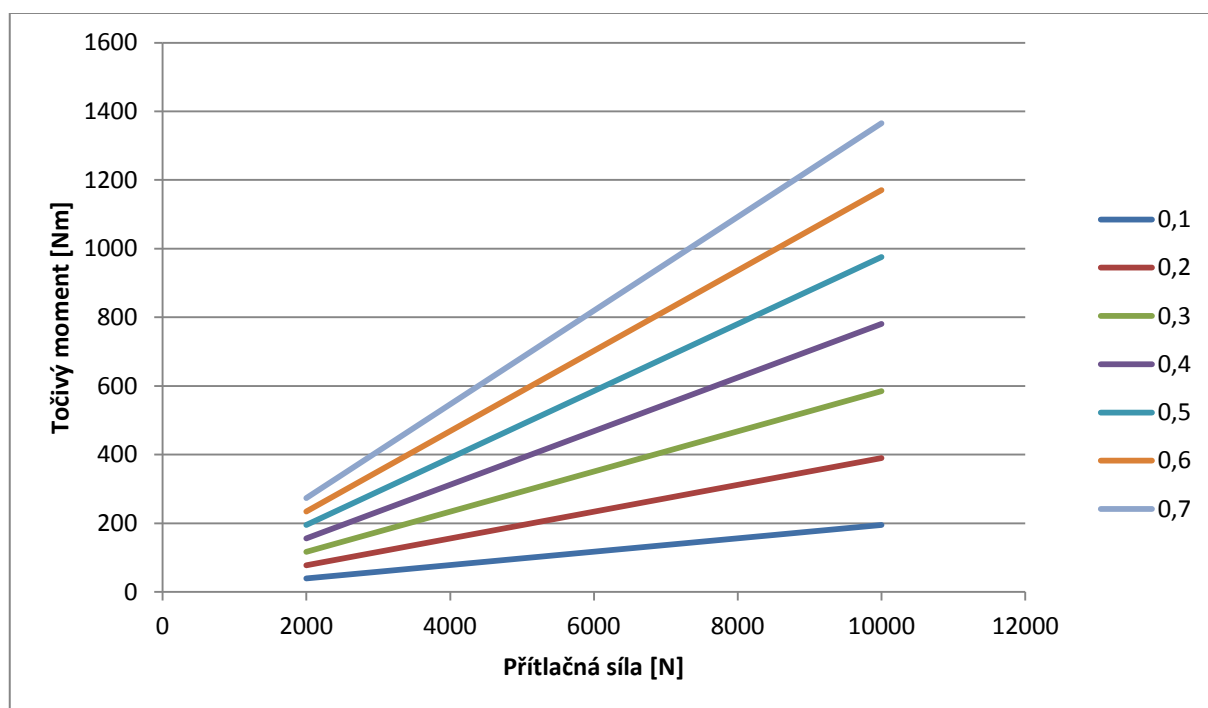
Obr. 4.2 zobrazuje závislost přítláčné síly na součiniteli tření. Zvýší-li se točivý moment, musí dojít i ke zvýšení přítláčné síly, což je patrné z obr. 4.2. Nárůst momentu je o 30%. Se součinitelem tření však žádnou změnu neuděláme. Museli bychom spojku rozebrat a vyměnit její části tak, aby se buď zvýšila přítláčná síla, nebo součinitel tření. Zvýšením součinitele tření bychom sice docílili požadovaného efektu, ale zároveň bychom zvýšili i opotřeбенí spojky, což je nežádoucí, snížili bychom totiž její životnost.



Obr. 4.2 Závislost přítláčné síly a součinitele tření

Pokud bychom byli schopni zvýšit výkon motoru a točivý moment, pak je třeba zvýšit i přítláčnou sílu přítláčného kotouče na lamelový kotouč spojky. Na obr. 4.3 je závislost

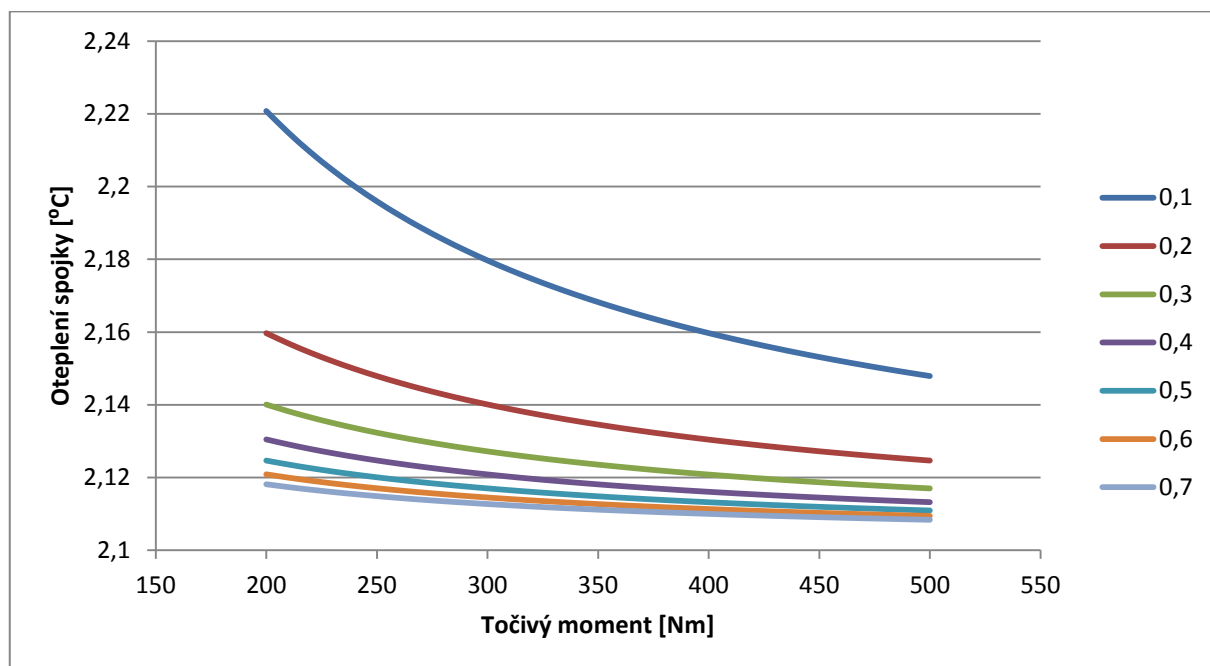
přítlačné síly na jednotlivých součinitelích tření. Výstupem je točivý moment, který jsme potom schopni přenést. Dle literatury jsme schopni dosahovat na spojkovém obložení součinitele tření v rozmezí od 0,2 až do 0,6 u speciálních materiálů pro vysoké zatížení jako je například keramika nebo spékané kovy. Materiály se součinitelem tření menší než 0,2 se nedoporučuje používat, jelikož by se musela zajistit větší přítlačná síla a rozměry spojky by musely být také velké, aby se zajistil dostatečný přenos momentu. Rovněž se nedoporučuje používat materiály se součinitelem tření větší než 0,6, protože u takovýchto materiálu by mohlo docházet k zadírání, což je nežádoucí. Výroba takovýchto spojkových obložení je velice nákladná, a proto je i cena za hotový výrobek vysoká. Nicméně pokud nehledíme na cenu, je takováto možnost přijatelná. Zvýšením součinitele tření sice dosáhneme požadovaného efektu přenosu vyššího točivého momentu při stejné přítlačné síle, ale zároveň zvýšíme i opotřebení přitlačovaných součástí, jako je setrvačník a přítlačný kotouč spojky. Proto by bylo nutné vyměnit i tyto dvě části za části z lepšího a odolnějšího materiálu.



Obr. 4.3 Závislost točivého momentu na přítlačné síle

Další otázkou je, pokud všechny díly spojky vyměníme za kvalitnější, bude ohřev spojky na potřebné úrovni? Na obr. 4.4 je závislost teplotního přírůstku na točivém momentu motoru pro jednotlivé součinitele tření. Odtud je patrné, že s rostoucím točivým momentem oteplení spojky klesá. Toto však platí za předpokladu, že přítlačná síla roste spolu s točivým momentem (obr. 4.). Pro názornost jsem počítal se součiniteli tření i 0,1 a 0,7, které se nedoporučují. U součinitele tření 0,1 by docházelo k většímu prokluzu spojky,

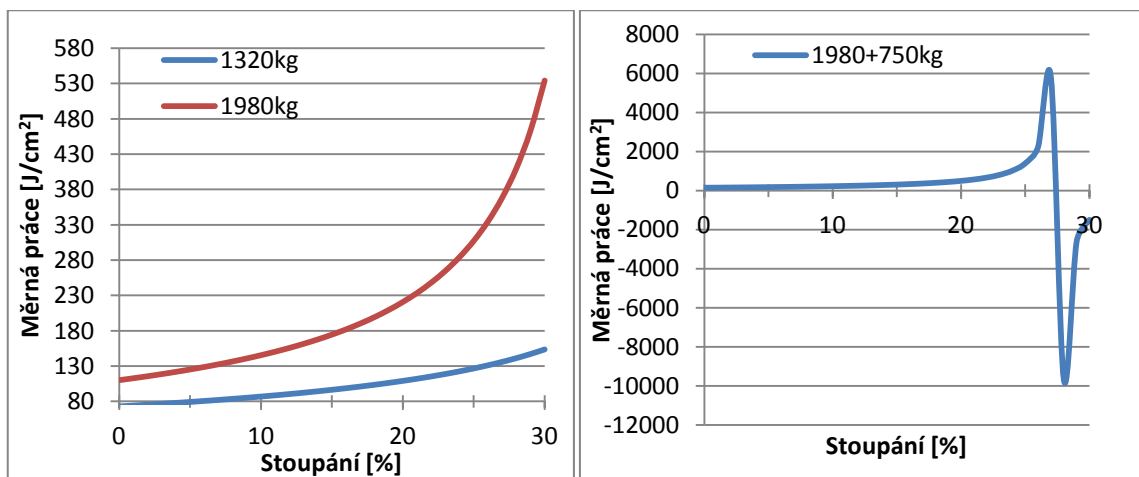
přítlačná síla by musela být zbytečně velká, aby k tomuto prokluzu nedocházelo. Naopak u součinitele tření 0,7 by mohlo docházet k zadírání, což je nežádoucí.



Obr. 4.4 Závislost teplotního přírůstku na točivém momentu

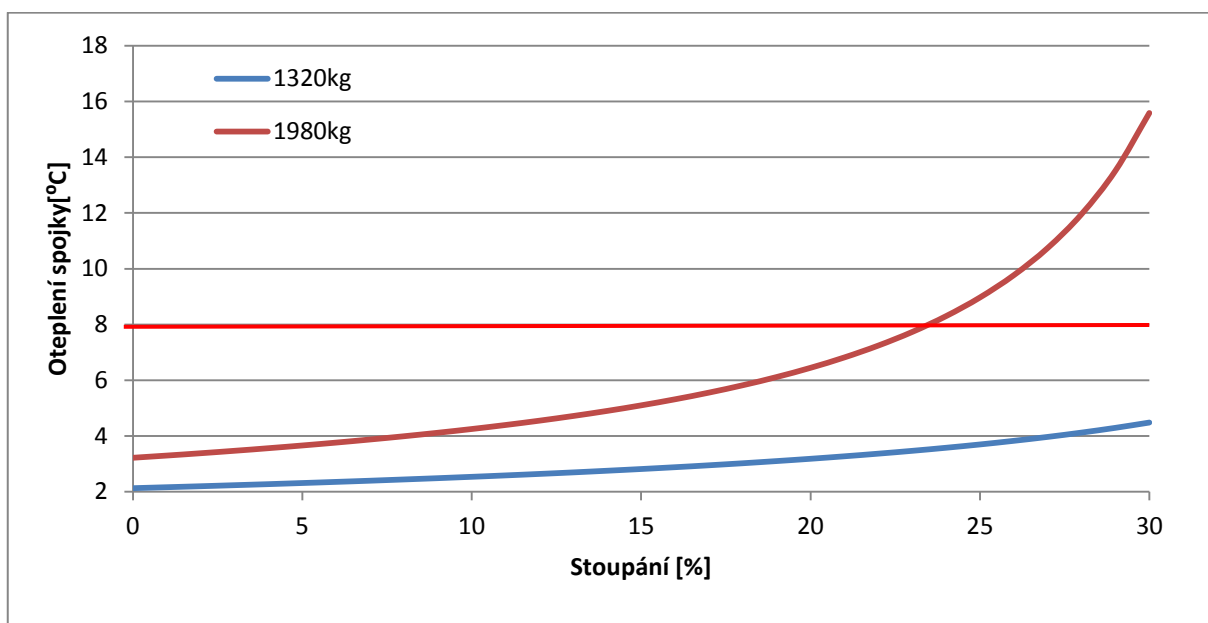
4.3 Vliv rozjezdu do stoupání a hmotnosti vozidla

Při rozjezdu do stoupání se podle předpokladu projevuje odpor ze stoupání. Roste jak měrná práce při prokluzu (obr. 4.5), tak i oteplení spojky (obr. 4.6). Vypočítal jsem měrnou práci pro tři různé případy hmotnosti, a to pro pohotovostní hmotnost, maximální přípustnou hmotnost a pro maximální přípustnou hmotnost s přívěsným vozíkem o hmotnosti 750kg. Při rozjezdu s přívěsným vozíkem se ve stoupání přibližně 23% měrná práce dostává nad 1000 J/cm² to odpovídá oteplení spojky o 10°C více než je povolená hodnota, tedy 18°C. Od stoupání 13% už dochází k nežádoucímu oteplování, které překračuje mez 8°C. U rozjezdu do stoupání od 25% začne extrémně vzrůstat měrná práce. Při stoupání 27% se měrná práce dostává do záporných hodnot. Z toho vyplývá, že vozidlo již nelze rozjet.



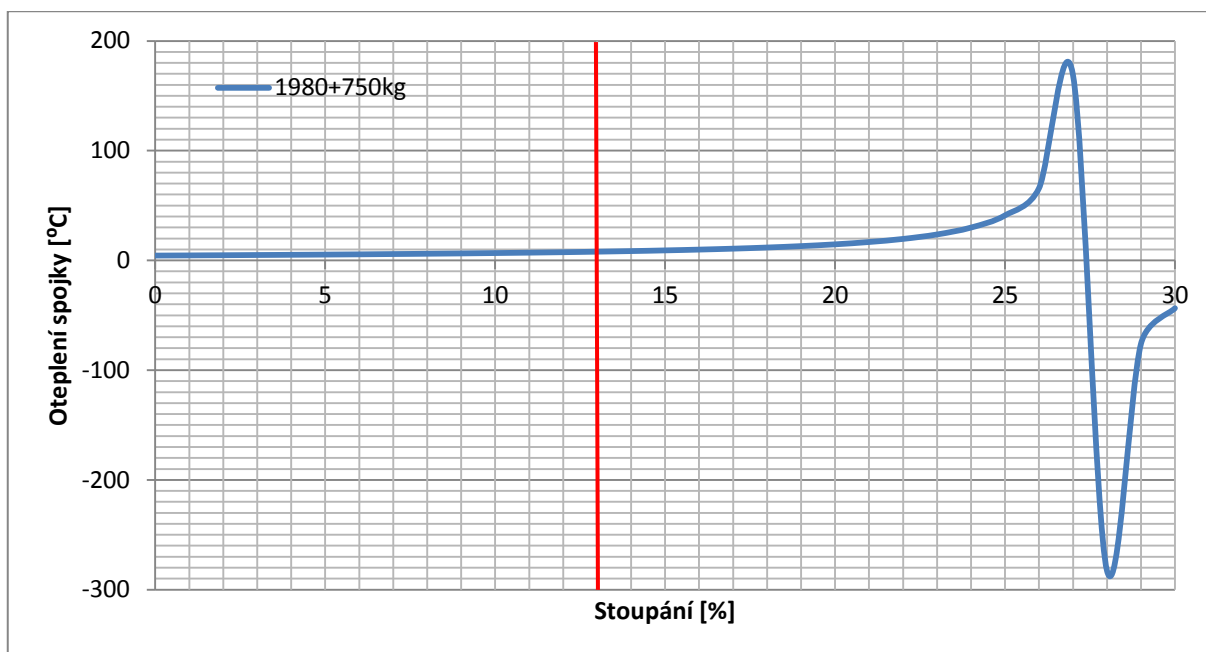
Obr. 4.5 Závislost měrné práce na rozjezdu do stoupání

Z grafu na obr. 4.6 je jasné, že vozidlo o pohotovostní hmotnosti je schopné se rozjet do stoupání 30%, aniž by došlo k překročení podmínky o přípustné hodnotě oteplení spojky. Při maximální přípustné hmotnosti vozidla dochází k nežádoucímu ohřevu spojky při rozjezdu do stoupání 23%. Z této závislosti je také jasné, že pokud roste hmotnost vozidla, roste zároveň i oteplení spojky při rozjezdu. K celkové hmotnosti vozidla je možno ještě připočítat hmotnost přívěsného vozíku (obr. 4.7), v tomto případě dojde překročení podmínky oteplení spojky již při rozjezdu do stoupání 13%. Na obr. 4.7 je zvýrazněná hranice 13%, za kterou dochází k nežádoucímu oteplení spojky. Při překročení 27% stoupání dochází přehřátí spojky a vozidlo nelze rozjet. Tato skutečnost vychází z podmínky měrné práce spojky.



Obr. 4.6 Závislost oteplení spojky na rozjezdu do stoupání

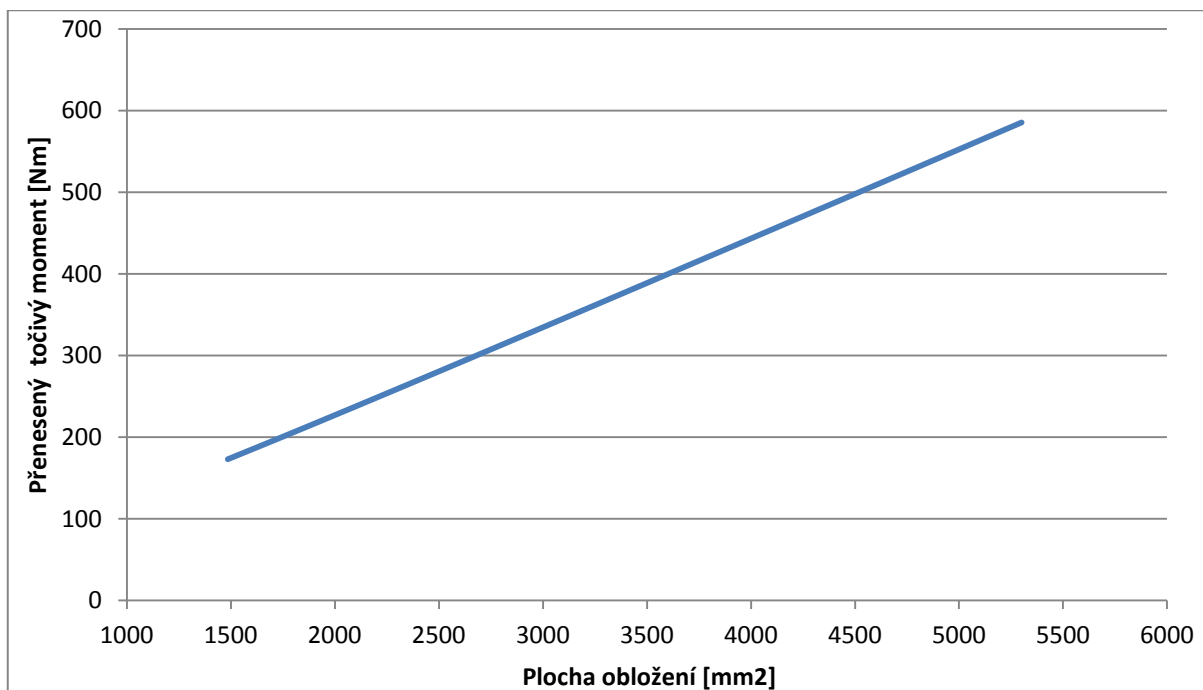
Pravděpodobnost, že vozidlo bude plně obsazeno a naloženo na maximální přípustnou hmotnost a navíc bude táhnout přívěsný vozík, který bude také naložen na maximální povolenou hmotnost, je poměrně malá. A skutečnost, že takto zatížené vozidlo se bude rozjíždět do většího stoupání je také málo pravděpodobná. Každopádně tuto možnost musím brát jako možnou variantu a je nezbytné konstatovat, že takto zatížené vozidlo není schopné se rozjet do stoupání většího než 27%.



Obr. 4.7 Závislost oteplení spojky na stoupání pro plně zatížené vozidlo

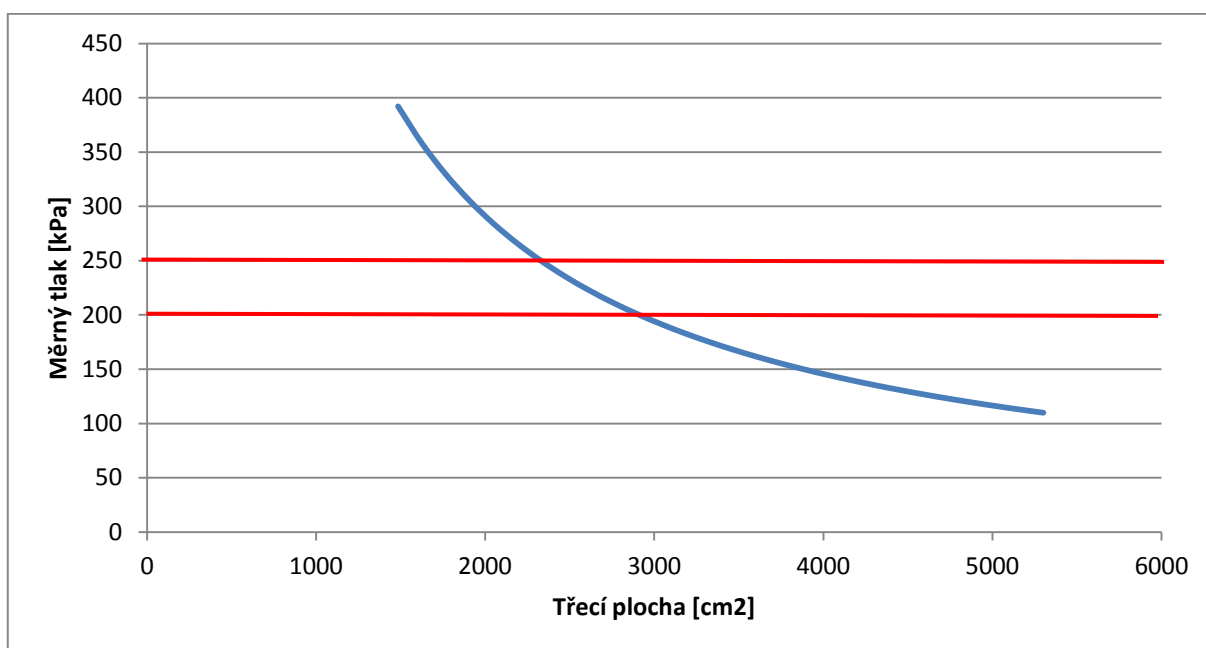
4.4 Vliv průměru spojky

S rostoucím průměrem spojkové lamely, tedy s rostoucí třecí plochou se zvyšuje přenášený točivý moment za stejné přitlačné síly, což je patrné z obr. 4.8. S rostoucím průměrem, a zároveň s rostoucí třecí plochou však klesá měrný tlak. Měrný tlak musí být v určitém intervalu, který je pro osobní automobily od 200 do 250 kPa.



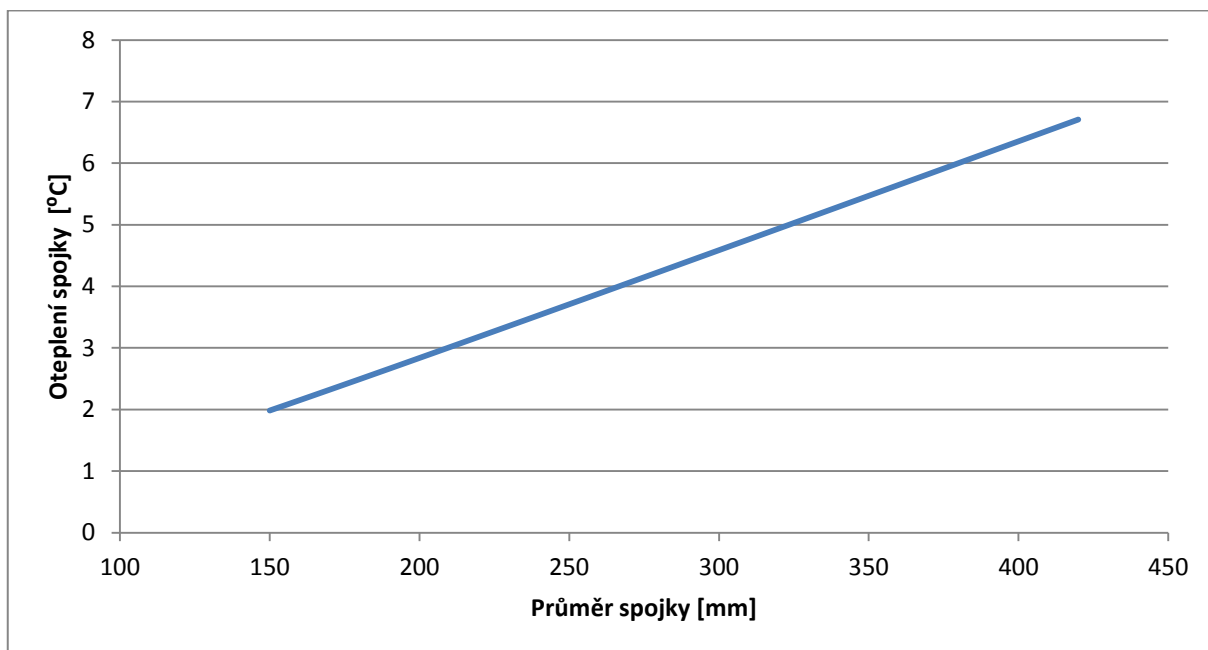
Obr. 4.8 Závislost přeneseného točivého momentu na ploše obložení

Na obr. 4.9 je vidět, že v příslušné mezi je pouze část z vypočtených třecích ploch, respektive velikosti vnějších průměrů. Aby se do příslušné meze vešly všechny průměry, musela by se zvýšit přitlačná síla. Bohužel pro mnou počítané vozidlo nelze měnit průměr spojkové lamely, což by se muselo podepsat i na změně průměru dvouhmotého setrvačníku a přitlačného kotouče, a zvětšení celkových rozměrů spojky, což je nereálné díky zástavbovým rozměrům, které jsou již dané.



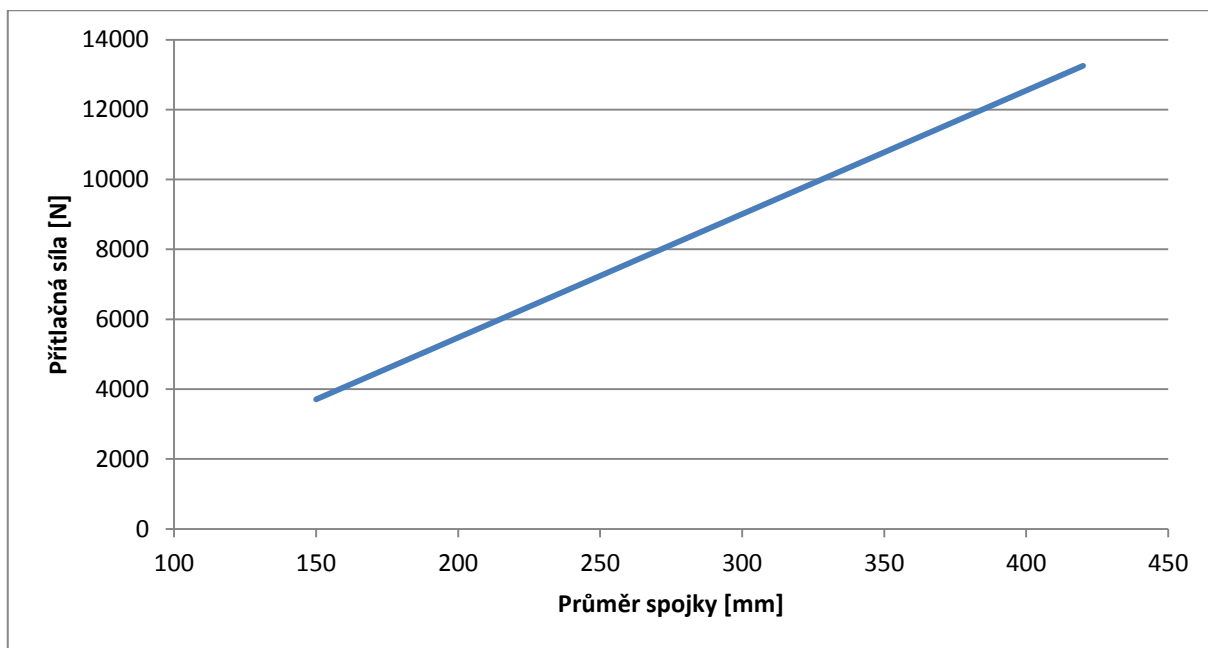
Obr. 4.9 Závislost měrného tlaku na třecí ploše obložení

Dalším parametrem ovlivňujícím oteplení spojky při rozjezdu je průměr třecího kotouče, průměr přitlačného kotouče a průměr dvouhmotového setrvačníku. Na obr. 4.10 je zobrazena závislost oteplení spojky na průměru spojky. Z toho obrázku je patrné, že s rostoucím průměrem spojky roste i oteplení spojky. Pro normalizované rozměry však oteplení spojky nepřekročí maximální přípustnou hodnotu. Tento případ je však počítaný pro konstantní přitlačnou sílu, měrný tlak není konstantní, a proto je třeba brát v potaz tuto skutečnost a propočítat potřebnou přitlačnou sílu pro každý průměr spojky.



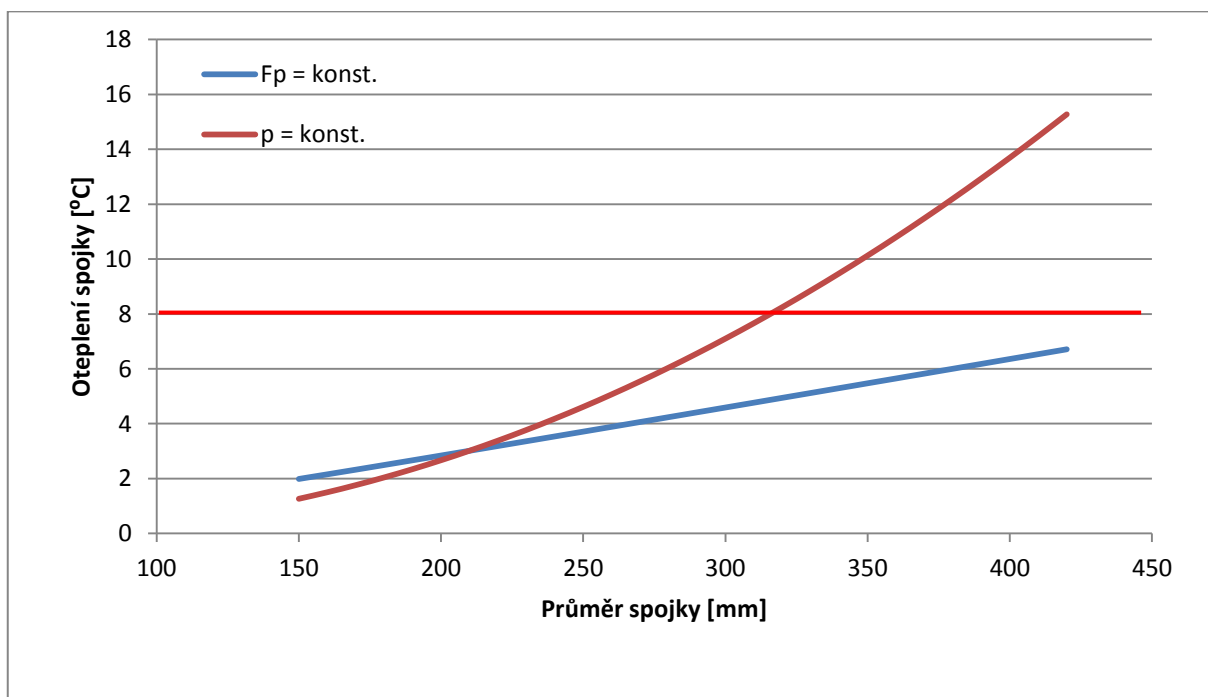
Obr. 4.10 Závislost oteplení na průměru spojky

Vypočítaná přitlačná síla pro jednotlivé průměry spojky je zobrazeny na obr. 4.11. Tlak je v tomto případě konstantní a odpovídá požadované hodnotě. Z tohoto obrázku je patrné, že se zvětšujícím se průměrem spojky se musí zvětšovat i přitlačná síla přitlačného kotouče. Dále je nutné ještě zvonu propočítat velikost oteplení pro potřebné přitlačné síly.



Obr. 4.11 Závislost přítlačné síly na průměru spojky

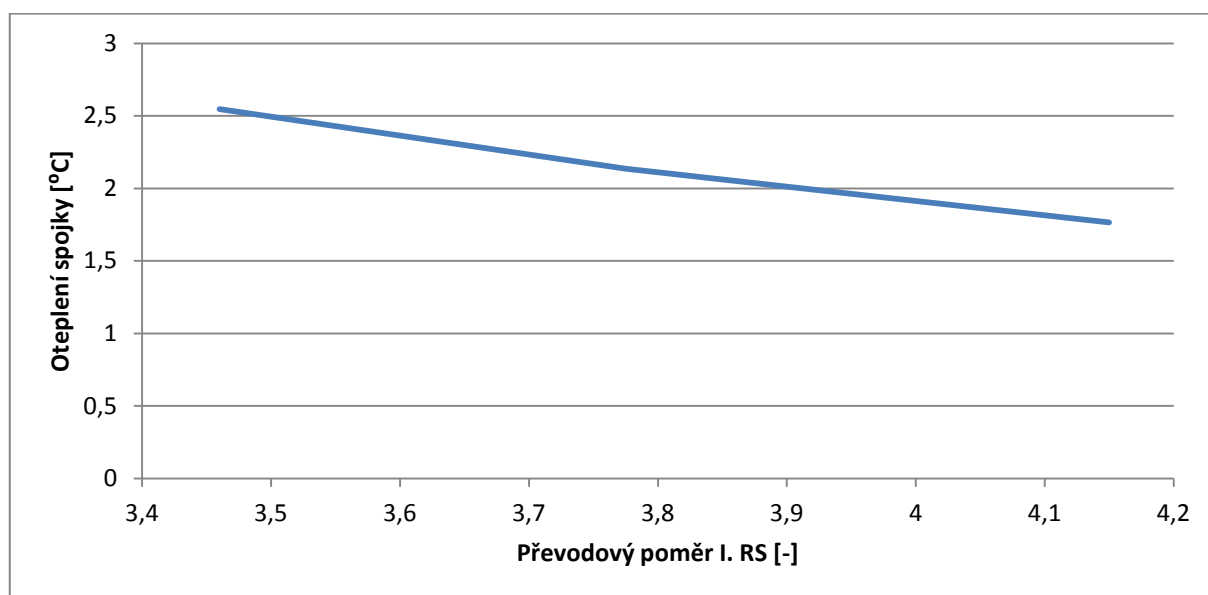
Na obr. 4.12 je pak vidět, že se rostoucím průměrem, respektive s rostoucí přítlačnou silou pak roste i oteplení spojky. U průměru spojky přibližně 315mm, respektive přítlačné síly 9500N a vyšší dochází k přehřívání spojky. Z toho vyplývá, že zvětšování průměru spojky má svá úskalí a není úplně vhodné.



Obr. 4.12 Upravená závislost oteplení spojky na průměru spojky

4.5 Vliv převodového poměru

Za předpokladu, že bloky motorů Škoda jsou velikostně stejné u různých kubatur těchto motorů, musí převodovky odpovídající každé kubatuře pasovat na každý blok motoru Škoda. Proto se zaměřím na to, jaký vliv má na oteplení změna celkového převodového stupně. Celkový převod i_C se skládá ze složky stálého převodu i_0 a převodu pro jednotlivé rychlostní stupně. Počítá se samozřejmě s největším z nich a to je I. rychlostní stupeň, tedy i_I . Vyhledal jsem si jednotlivé převodové poměry pro každou kubaturu motoru a vytvořil závislost oteplení spojky na celkovém převodovém poměru, respektive na změně převodového poměru I. převodového stupně (obr. 4.13).

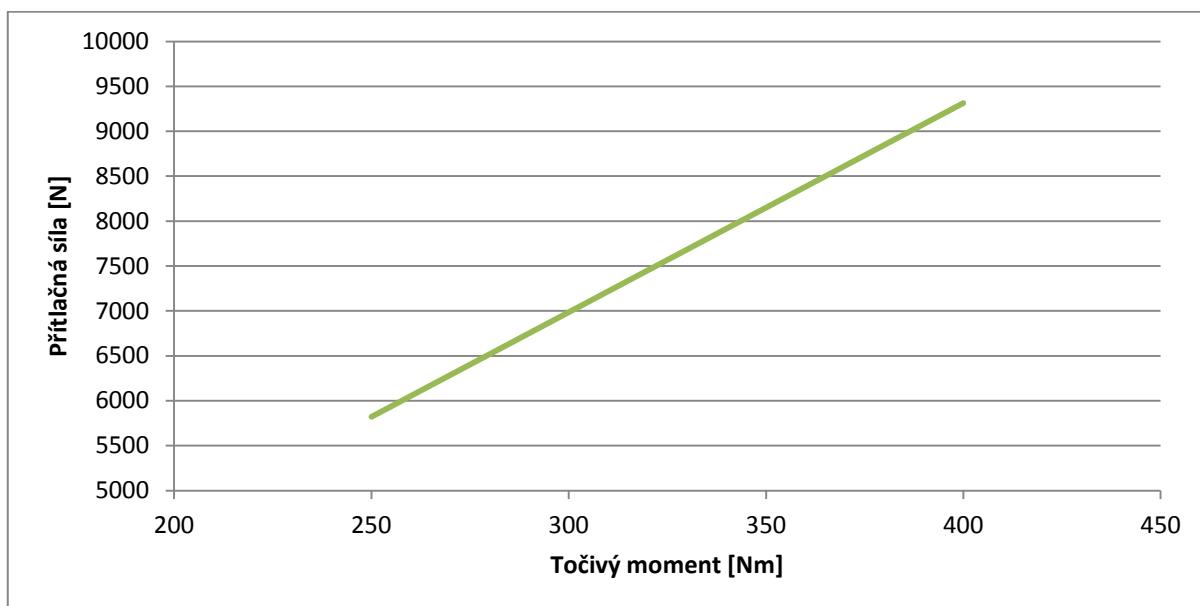


Obr. 4.13 Závislost oteplení spojky na převodovém poměru I. rychlostního stupně

Z obr. 4.13 je patrné, že se zvyšujícím se převodovým poměrem I. rychlostního stupně oteplení spojky klesá. Tuto skutečnost lze vysvětlit jednoduchým způsobem. Čím je převodový poměr vyšší, tím je jednodušší otáčení soukolí, v mém případě je odpor pro rozjezd menší a tedy i oteplení spojky je menší.

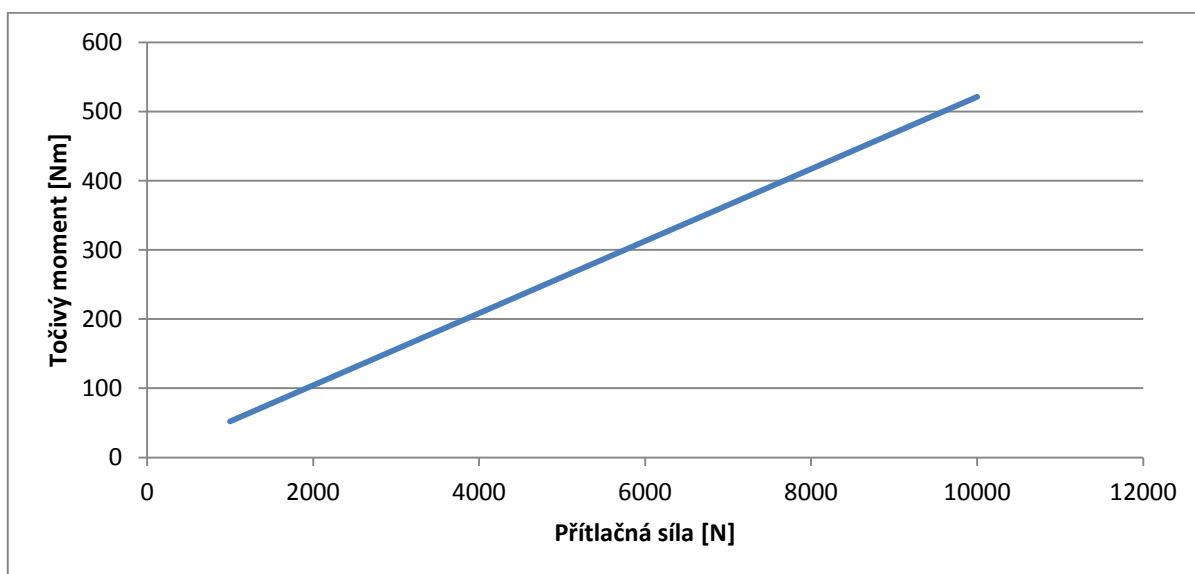
4.6 Vliv přitlačné síly

Na obr. 4.14 je zobrazena závislost růstu točivého momentu a přitlačné síly. Je tedy jasné, že pokud si chceme zvýšit výkon a zároveň i točivý moment, je třeba počítat i s tím, že by se měla upravit i přitlačná síla spojky. Tato možnost by eventuálně mohla přijít v úvahu, ale je zde otázka, zda je to finančně výhodné.



Obr. 4.14 Závislost přitlačné síly na točivém momentu

Od velikosti přitlačné síly se odvíjí velikost přenášeného točivého momentu (obr. 4.15). Pokud by přitlačná síla nedosahovala dostatečné velikosti, docházelo by k permanentnímu prokluzu. Vozidlo by se pravděpodobně rozjelo, ale docházelo by k přehřívání spojky vlivem prokluzu s následným „spálením“ kotoučové lamely.

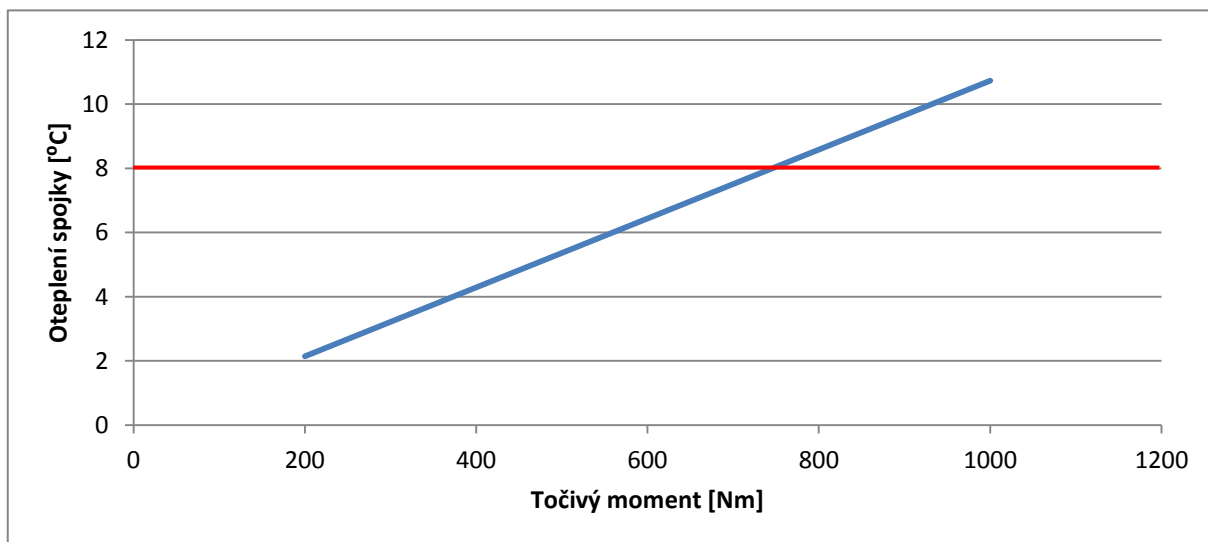


Obr. 4.15 Závislost točivého momentu na přitlačné síle

4.7 Vliv točivého momentu na oteplení spojky

Na obr. 4.16 je zachycen průběh oteplení spojky v závislosti se zvyšujícím se točivým momentem pro konstantní přitlačnou sílu. V tomto případě dochází k ohřevu spojky. Překročení hodnoty 8°C však dojde až při téměř trojnásobném zvýšení točivého momentu ze standardních 250 Nm. Tato hodnota je však nereálná, protože s rostoucím točivým momentem musí růst i přitlačná síla. Toto by ještě nebyl problém, přitlačná síla by se eventuálně mohla zvýšit výměnou talířové pružiny, bohužel měrný tlak by byl veliký, že by spojka velice rychle opotřebovala a musela by se velmi často měnit. Navíc by bylo třeba provést úpravy i na vypínacím ústrojí spojky. Měrný tlak je pro osobní automobily v rozmezí 200 až 250 kPa.

Nevýhoda ohřevu by se dala eliminovat zvýšením hmotnosti setrvačníku a přitlačného kotouče spojky. Zvýšením hmotnosti těchto dvou částí se zároveň změní i dynamika motoru. Zvýšení hmotnosti totiž způsobí i zvýšení momentu setrvačnosti rotujících částí. Proto bude spalovací motor namáhán více a nebude pracovat stejně, jako je tomu v případě sériové výroby. Spalovací motory jsou navrhovány tak, aby vydržely co nejdéle. Zvýšení výkonu je možné, ale je důležité počítat s dalšími částmi, které bude třeba vyměnit, aby bylo dosaženo požadovaného efektu se stejnou životností jako před změnou.

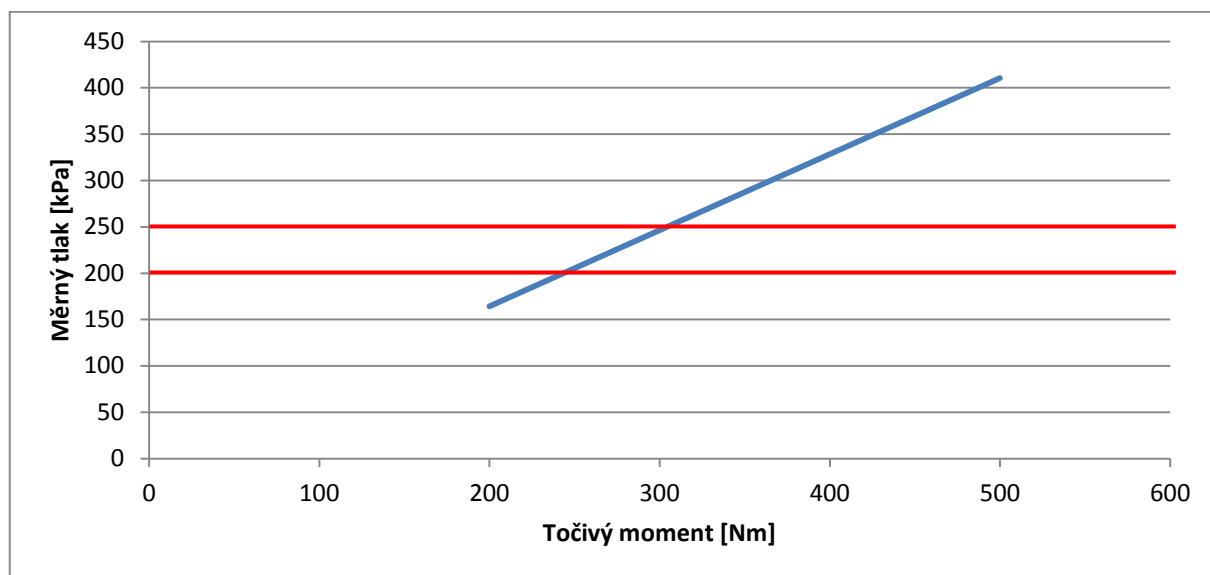


Obr. 4.16 Závislost oteplení na točivém momentu spojky pro neměnicí se přitlačnou sílu

Dále by se dalo uvažovat o chlazení spojkového kotouče. Jelikož je celá spojka krytá štítem spojky a jedná se o téměř uzavřený prostor. Mohou se zde nacházet pouze štěrby, které umožňují cirkulaci vzduchu. Neumožňují však proudění, které by efektivně ochlazovalo ohřívané části spojky. Proto musí být spojka navržena správně a potom se nebude zahřívat. Jestliže by nebylo možné navrhnout takovou spojku, která by svými

zástavbovými rozměry nestačila pohlcovat teplo, musela by se použít spojka lamelová v olejové lázni. U ní je možnost chladit olej v chladiči oleje.

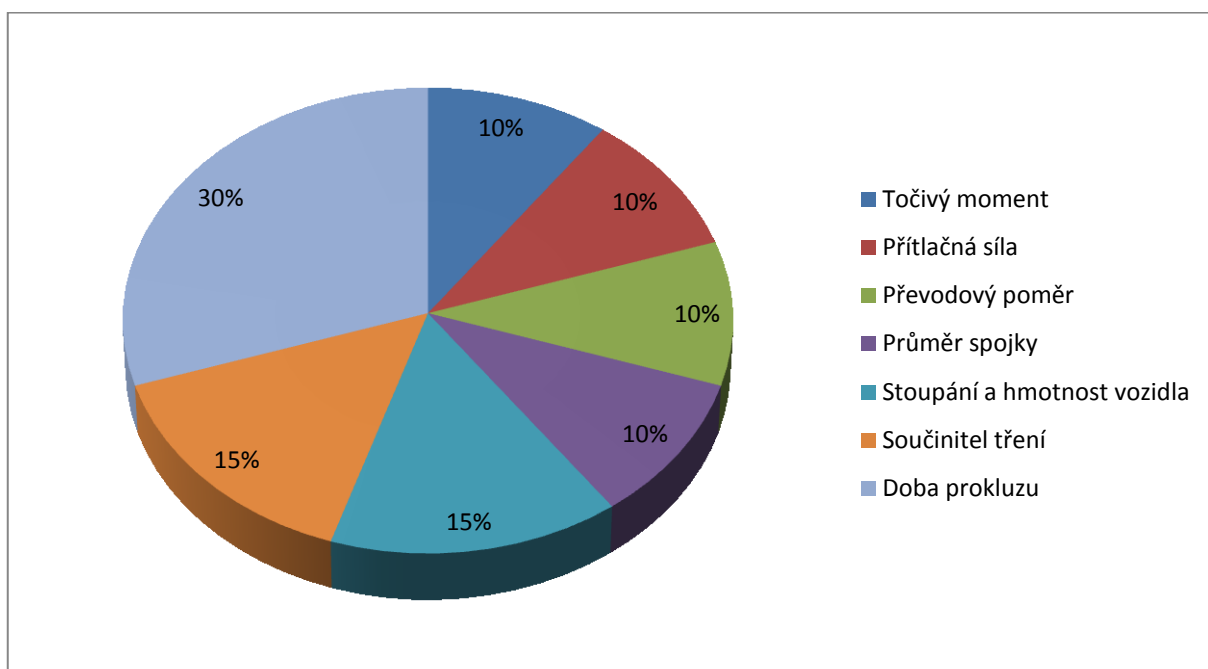
Z obr. 4.17 je patrné, že měrný tlak přesahuje požadovanou mez při 310 Nm. Z toho vyplývá, že zvýšení točivého momentu je možné, ale pouze na 310 Nm. Z původních 250 Nm, kterými vozidlo disponuje od výroby, je to tedy navýšení o 24%.



Obr. 4.17 Závislost měrného tlaku na točivém momentu

5. Zhodnocení a doporučení

Na oteplení spojky má vliv celkem 7 parametrů, kterým jsem se věnoval, a pro které jsem provedl výpočet a sestrojil závislosti. Rozdělil jsem jednotlivé parametry do koláčového grafu (obr. 5.1). Dle vlastní úvahy a podle růstu oteplení spojky jsem jednotlivým parametrům přiřadil procentuální podíl, který naznačuje, co nejvíce ovlivňuje oteplení spojky. Pro přehlednost dále provedu rozbor každého parametru zvlášť. Vzhledem k tomu, že jsem prováděl pouze kontrolní výpočet a nenavrhoval jsem vlastní spojku, mohu pouze doporučit možné změny.



Obr. 5.1 Vliv jednotlivých parametrů na oteplení spojky

5.1 Doba prokluzu

Hlavním parametrem, který ovlivňuje oteplení spojky je právě doba prokluzu. Pro mnou kontrolovanou spojku je doba prokluzu 0,785s a oteplení je 2,13°C. S rostoucí dobou prokluzu, roste poměrně značně i oteplení spojky. Při prokluzu 2,5s je překročena maximální povolená hodnota ohřevu. Tento parametr je však nejsnáze ovlivnitelný, záleží totiž na zkušenosti řidiče. Dlouhým zapojováním spojky do záběru dochází nejen k ohřevu spojkových částí ale také k namáhání ovládacího ústrojí spojky, respektive k ohřevu vypínacího ložiska. Ohřev tohoto ložiska snižuje jeho životnost. Pokud spojkové části zůstanou původní a nedojde k změně točivého momentu, je doba prokluzu jediným značně ovlivňujícím parametrem oteplení spojky. Tento parametr nelze ovlivnit žádnou změnou

součástí spojky, je to pouze na zkušenostech a zručnosti řidiče. Ten jediný dokáže ovlivňovat svým stylem a způsobem jízdy oteplení spojky.

5.2 Součinitel tření

Součinitel tření poměrně značně ovlivňuje oteplení spojky. Každopádně pouze špatně zvolený součinitel by měl za následek ohrožení funkce spojky. Na trhu nabízené obložení třecího kotouče má součinitel tření v rozmezí od 0,3 do 0,4. Toto rozmezí splňuje veškeré požadavky a oteplení nepřekročí maximální povolenou teplotu oteplení spojky i pro velké točivé momenty.

5.3 Stoupání a hmotnost vozidla

Při rozjezdu po rovině je ohřev spojky v dovoleném rozsahu. Avšak při rozjezdu vozidla do stoupání se začíná projevovat odpor stoupání. Velikost tohoto odporu, respektive oteplení spojky je dána jak procentem stoupání, tak i okamžitou hmotností vozidla. Vozidlo v pohotovostní hmotnosti nepřekročí povolenou hodnotu oteplení ani při rozjezdu do stoupání 30%. Bohužel při maximální přípustné hmotnosti vozidla dochází k přehřátí spojových částí při rozjezdu do stoupání 23% a vyšších. Nastává ještě možnost připojení přívěsného vozíku, pokud bude hmotnost vozidla na maximální přípustné hodnotě a dojde připojení přívěsného vozíku o maximální přípustné hodnotě hmotnosti, dochází k překročení hodnoty oteplení spojky (8°C) již při rozjezdu ve stoupání 13%. Navíc takto zatížená souprava se ve stoupání 26% nerozjede. Oteplení přechází do záporných hodnot, z čehož vyplývá tato skutečnost.

5.4 Průměr spojky

Průměr spojky spolu s přitlačnou silou nám udává, jak velký točivý moment bude spojka schopna přenést. S rostoucím průměrem spojky musí růst i přitlačná síla a to tak, že měrný tlak bude v požadovaném intervalu. V mnou posuzovaném případě pokud by přitlačná síla zůstala konstantní a měnil by se průměr spojky, točivý moment by se nezměnil, oteplení by nepřekročilo maximální povolenou hranici. Měrný tlak by ale pro průměry spojky větší jak 260mm byl pod minimální hranicí. Naopak pokud by byl měrný tlak udržován v požadovaném rozmezí, musela by se s rostoucím průměrem zvyšovat i přitlačná síla. Nad průměr spojky 310mm už spojka nevyhovuje podmínce oteplení. Přitlačná síla by se dala ovlivnit tloušťkou talířové pružiny.

5.5 Převodový poměr

Tento parametr oteplení spojky téměř neovlivňuje, neboť s rostoucím převodovým poměrem oteplení spojky klesá. Navíc převody v dnešních převodovkách jsou navrženy tak, že jejich převodové poměry I. rychlostního stupně nejsou nižší než 3. Zpravidla se tyto hodnoty pohybují od 3,4 výše.

5.6 Přítlačná síla

Přítlačná síla je dána talířovou pružinou, její hodnota je téměř konstantní i během opotřebenosti třetího kotouče. Vliv přítlačné síly na oteplení není příliš velký. Přítlačná síla je však velmi důležitá, protože díky ní je spojka schopna svým třecím stykem přenášet točivý moment. Kdyby byla přítlačná síla malá, docházelo by k většímu prokluzu a tedy i k většímu oteplení spojky. Velikost této síly je závislá jak na přenášeném momentu, tak i na průměru spojky, protože musí být splněna podmínka, že měrný tlak musí být v rozmezí od 200 do 250 kPa. Odtud se dostávám k průměru spojky.

5.7 Točivý moment

Točivý moment neovlivňuje oteplení spojky téměř vůbec za předpokladu, že s rostoucím točivým momentem, roste i přítlačná síla. Pokud však přítlačná síla zůstane konstantní a točivý moment se zvýší znatelně, projeví se to větším prokluzem a zároveň i oteplením spojky. Jak plyne z obr. 4.7.

5.8 Doporučení

Výrobce vozidel a jejich inženýři navrhli spojku pro mnou posuzované vozidlo správně. Spojka vyhovuje všem provozním režimům až na tažení přívěsného vozíku, kdy jak hmotnost vozidla, tak hmotnost právě přívěsného vozíku je na maximální přípustné hodnotě. Tento problém se však objeví až při rozjezdu do vyšších stoupání. Mohu tedy doporučit, pokud bude souprava takto zatížená, aby se naplánovala trasa jízdy bez zastávek ve velkém stoupání.

Co se týče zvýšení výkonu, respektive točivého momentu, to je možné asi o 25%. U takového zvýšení točivého momentu nejde k porušení mezi oteplení spojky. Přítlačná síla spojky bude dostačující. Zvýšení točivého momentu motoru úpravou softwaru řídicí jednotky je tedy možné. Takové zvýšení se pohybuje do 30%. Další zvyšování bych nedoporučoval bez úpravy ostatních dílů. Zvýšení točivého momentu se dá provést výměnou turbodmychadla, či přidáním kompresoru pro nízké otáčky avšak s tímto je třeba

Dalším aspektem je cena. Cena chiptuningu se pohybuje kolem 5 – 10 tisíc Kč záleží na typu vozidla. Tato cena je poměrně přijatelná, navíc je garantováno snížení spotřeby. Naopak ceny při výměně dílu za kvalitnější a podle požadovaného výkonu se pohybují v řádech desítek tisíc Kč. U těchto úprav je třeba si uvědomit, zda je to výhodné a zvážit, jestli není lepší vyměnit vozidlo, za vozidlo s větším výkonem z výroby. Zvýšení výkonu nad dovolenou mez, by mělo za následek velké opotřebení jednotlivých částí. Sníží se tedy životnost celého pohonu vozidla, tj. pohonné jednotky, spojky, převodovky a rozvodovky. Zkušenosti ukázali, že při zvýšení točivého momentu nejvíce trpí poloosy. Často dochází k jejich ukroucení. Bylo by tedy nutné je vyměnit za kvalitnější.



Dále bych doporučil rozjíždět se a řadit rychlostní stupně s co nejkratším vypnutím spojky. Protože hlavně doba prokluzu má největší vliv na oteplení spojky. Jak již bylo výše uvedeno, pokud vozidlo stojí, podržet spojkový pedál a raději vyřadit a zapnout spojku do záběru na volnoběh.

6. Závěr

V této diplomové práci jsem provedl kontrolní výpočet pro spojku vozidla Škoda OCTAVIA 1.9 TDi. Výpočet potvrdil předpoklad, že spojka je navržena správně. Stanovil jsem její přitlačnou sílu, díky které je spojka schopna přenášet maximální točivý moment. Dále jsem vypočítal oteplení spojky při rozjezdu pro maximální moment motoru. Odtud jsem zjistil, že spojka je navržena s rezervou a je schopna přenést větší točivý moment. Vytvořil jsem závislosti, na kterých je vidět jak se mění oteplení spojky s měnícími se vstupními parametry. Zjistil jsem, že parametr, který nejvíce ovlivňuje oteplení spojky je doba prokluzu. Pro přehlednost jsem všechny parametry, které ovlivňují oteplení spojky, podle jejich váhy zanesl do koláčového grafu. V poslední řadě jsem vypsál určitá doporučení, která mají předcházet přehřívání spojky. Dovodil jsem, že zvýšení točivého momentu o 25% nemá velký vliv na oteplení a ani na životnost celé spojky. Pro další zvyšování výkonu a točivého momentu jsem uvedl, které díly by bylo potřeba nahradit, či upravit, aby se i po tomto zvýšení hodnota oteplení udržela v potřebném rozmezí teplot.

Použitá literatura:

- [1] Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
- [2] Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
- [3] Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2
- [4] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 2: Převody*. Brno: Adiv s.r.o Brno, 2006. ISBN 80-903671-5-1
- [5] Dostupné z: <http://www.utorozvody.cz/>
- [6] Dostupné z: <http://www.tuning.sk/dokument-sportove-spojky-exedy-pritlacne-taniere-lamely-carbon-spojka>
- [7] Dostupné z: <http://www.auto.cz/kompletni-technicka-data-nove-octavie-17169>

Seznam obrázků:

- Obr. 2.1 Činnost spojky při rozjezdu vozidla
- Obr. 2.2 Zjednodušený diagram činnosti spojky
- Obr. 2.3 Řez kotoučové spojky
- Obr. 2.4 Porovnání talířové a vinuté pružiny
- Obr. 2.5 Konstrukce dvuhmotového setrvačníku
- Obr. 2.6 Štít spojky s talířovou pružinou
- Obr. 2.7 Přítlačný kotouč spojky namontovaný na štít spojky s talířovou pružinou
- Obr. 2.8 Tuhý kotouč bez odpružení obložení
- Obr. 2.9 Tuhý kotouč s odpruženým obložením
- Obr. 2.10 Kotouč s tlumičem torzních kmitů bez odpružení obložení
- Obr. 2.11 Kotouč s tlumičem torzních kmitů s odpruženým obložením
- Obr. 2.12 Schéma funkce tlumiče torzních kmitů
- Obr. 3.1 Výkonová charakteristika
- Obr. 3.2 Škoda Octavia II (rozměry)
- Obr. 3.3 Závislost součinitele tření na teplotě
- Obr. 3.4 Výpočet spojky
- Obr. 4.1 Závislost oteplení spojky na době prokluzu
- Obr. 4.2 Závislost přítlačné síly a součinitele tření
- Obr. 4.3 Závislost točivého momentu na přítlačné síle
- Obr. 4.4 Závislost teplotního přírůstku na točivém momentu
- Obr. 4.5 Závislost měrné práce na rozjezdu do stoupání
- Obr. 4.6 Závislost oteplení spojky na rozjezdu do stoupání
- Obr. 4.7 Závislost oteplení spojky na stoupání pro plně zatížené vozidlo
- Obr. 4.8 Závislost přeneseného točivého momentu na ploše obložení
- Obr. 4.9 Závislost měrného tlaku na třecí ploše obložení
- Obr. 4.10 Závislost oteplení na průměru spojky
- Obr. 4.11 Závislost přítlačné síly na průměru spojky
- Obr. 4.12 Upravená závislost oteplení spojky na průměru spojky
- Obr. 4.13 Závislost oteplení spojky na převodovém poměru I. rychlostního stupně
- Obr. 4.14 Závislost přítlačné síly na točivém momentu
- Obr. 4.15 Závislost točivého momentu na přítlačné síle
- Obr. 4.16 Závislost oteplení na točivém momentu spojky pro neměnnou se přítlačnou sílu
- Obr. 4.17 Závislost měrného tlaku na točivém momentu
- Obr. 5.1 Vliv jednotlivých parametrů na oteplení spojky
- Obr. 5.2 Dvoukotoučová spojka pro přenos vysokých točivých momentů

Seznam tabulek:

Tab. 3.1 Základní parametry